

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Міністерство освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Юй Шуанжуй

УДК 622.276.054

ДИСЕРТАЦІЯ

ПІДВИЩЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ НАСОСНИХ ШТАНГ З ПОЛІМЕРНИХ КОМПОЗИТНИХ МАТЕРІАЛІВ

(назва дисертації)

Спеціальність - 05.05.12-Машини нафтової та газової промисловості

(шифр і назва спеціальності)

(галузь знань)

Дисертація подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

Юй Шуанжуй

(підпис, ініціали та прізвище здобувача)

Науковий керівник:
Копей Богдан Володимирович,
доктор технічних наук, професор.

Івано-Франківськ - 2018

АНОТАЦІЯ

Юй Шуанжуй. Підвищення працездатності насосних штанг з полімерних композитних матеріалів. - 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, Івано-Франківськ, 2018.

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.

У першому розділі проведено аналіз проблематики конструювання, випробування на втому і працездатності насосних штанг з полімерних композитних матеріалів при видобування нафти зі свердловин та сучасних методів і засобів для підвищення їх довговічності.

Результати проведеного аналізу вказують на те, що найбільш ефективними з'єднаннями склопластикового стрижня зі сталеву головою є застосування їх обтискання зі створенням певного контактного тиску. У той же час наявні конструкції з'єднань характеризуються низькою витривалістю та довговічністю.

Це спонукає до пошуку нових рішень для підвищення працездатності з'єднань.

Одним із шляхів є розроблення з'єднання, який би відзначався високою здатністю витримувати згинальні навантаження за різних режимів роботи штанг та експлуатаційних умов.

Аналіз наукових праць Матвейчука А. Т., Михайлова І. В., Фасермана І. Л., Крумана Б. Б., Копея Б. В., Копея В. Б., Русских Г. І., Рейнольдса М. М., Хікса А. В., Сміта Д. та інших вказує на недостатність інформації для системного визначення та комплексної оцінки здатності з'єднання витримувати циклічні

навантаження з урахуванням силових факторів, геометричних параметрів та фізико-механічних властивостей матеріалу.

Враховуючи особливості умов експлуатації та наявні результати досліджень з'єднання, можна стверджувати про необхідність виконання додаткових експериментальних та теоретичних досліджень для створення конструкції вузла з'єднання штанг з ПКМ з високою здатністю чинити опір циклічним навантаженням.

За результатами проведеного аналізу сформульовано мету дисертаційної роботи та основні завдання для її досягнення.

У другому розділі удосконалено методику випробувань насосних штанг для оцінки їх напружено-деформованого стану в експлуатаційних умовах, а також обґрунтовано доцільність використання експериментальних і теоретичних методів на різних етапах досліджень.

Враховуючи особливості експлуатації насосних штанг з ПКМ та необхідність отримання результатів високої достовірності, в процесі дослідження здатності витримувати значні напруження згину, а саме з метою визначення закономірностей зародження і росту втомних тріщин, необхідним є проведення ряду експериментів.

Водночас дослідження напружено-деформованого стану з'єднань, зважаючи на відсутність на сьогодні аналітичних залежностей контактних тисків від експлуатаційних та конструктивних факторів впливу, необхідно здійснювати з використанням методу скінченних елементів.

При цьому важливим є вибір моделі поведінки матеріалу з достатньою кількістю параметрів, що характеризує його властивості.

У третьому розділі шляхом розв'язку системи диференціальних рівнянь руху для конкретної компоновки отримані значення коефіцієнта дисипації коливань для триступеневої комбінованої колони насосних штанг зі склопластиковою та сталеву частинами. Встановлено, що використання склопластикової ступені замість сталеву зменшує її жорсткість приблизно в 4

рази і майже в стільки ж разів збільшує коефіцієнт дисипації коливань. Застосування коефіцієнтів дисипації для конкретної компоновки колони насосних штанг дає змогу більш точно оцінити динамічну поведінку колони склопластикових насосних штанг та встановити оптимальні режими роботи штангової свердловинної насосної установки з метою недопущення резонансу за фактичних умов експлуатації.

Вивчено вплив обертання на напружений стан з'єднання склопластикового тіла зі сталеву головою при застосуванні обертачів колони насосних штанг.

Визначено ресурс насосних штанг з склопластику на основі повних діаграм втомного руйнування.

За результатами аналітичних та експериментальних досліджень вдосконалено конструкції з'єднань насосних штанг з метою підвищення ефективності їх експлуатації. Створене з'єднання склопластикової штанги з сталеву головою має достатні характеристики міцності та опору втомі для використання в свердловинах глибиною до 2500 м.

Четвертий розділ присвячений дослідженню втомних характеристик з'єднань насосних штанг з полімерних композитів та їх матеріалів за умов впливу експлуатаційних та конструктивних факторів.

Дістала подальший розвиток оцінка характеристик витривалості склопластикових насосних штанг в різних середовищах. Встановлено, що прісна та солонна вода знижують їх втомні характеристики на 25 % та 32%. Визначено втомні характеристики штанг з полімерних композитів за умов дії згину та осьового навантаження. Гібридні штанги мають умовну границю втоми при малоциклового навантаженні шляхом осьового асиметричного розтягу на базі 10 тис. циклів в 5 раз вищу, ніж при циклічному згині.

Вивчено закономірності росту тріщин в нових та відпрацьованих штангах з ПКМ при випробуванні на втому. Вперше визначено залежність кількості та довжин тріщин від величини напруження згину при втомних випробуваннях склопластикових та гібридних насосних штанг. Встановлено, що гібридні

штанги мають в 1,5 рази вищі характеристики границі втоми, ніж склопластикові.

Вдосконалено конструкцію штангообертача безперервної дії та виконано його скінченно-елементний та кінематичний аналіз з метою зменшення величин крутних моментів, які діють на колону композитних штанг

Ключові слова: насосні штанги, гібридні насосні штанги, склопластик, вуглепластик, напружено-деформований стан, втомна довговічність, тріщини, коливання, дисипація, обертач безперервної дії.

ANNOTATION

Yu Shuangui. Improving the efficiency of the sucker rods made of polymer composite materials. - Qualifying scientific work on the rights of manuscripts.

Thesis for a candidate degree in technical sciences (doctor of philosophy) in specialty 05.05.12 «Machines of the oil and gas industry»— Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Ivano-Frankivsk, 2018.

The introduction substantiates the relevance, formulates the purpose and main tasks of the dissertation, highlights the scientific novelty and the practical significance of the results obtained, the personal contribution of the applicant, the approbation of the work, its structure and scope.

In the first section, an analysis of design problems, fatigue testing and performance of sucker rods made of polymer composite materials during oil production from wells and modern methods and tools for increasing their durability has been carried out.

The results of the analysis indicate that the most effective connections of the glass-plastic rod with a steel head is the use of compression with the creation of a certain contact pressure. At the same time, existing designs of joints are characterized by low fatigue resistance and durability.

This leads to the search for new solutions to improve the efficiency of the connections.

One of the ways is to develop a connection that would be characterized by the high ability to withstand bending loads under different operating modes and operating conditions.

Analysis of scientific works by Matveichuk A.T., Mikhailov I.V., Faerman I.L., Kruman B. B., Kopey B.V., Kopey V.B., Russkikh G.I., Reynolds M.M., Hicks A.W, Smith D. et al. indicates the lack of information for the systematic determination and comprehensive assessment of the ability of the connection to withstand cyclic loads, taking into account force factors, geometric parameters and physical and mechanical properties of the material.

Taking into account the peculiarities of the operating conditions and the available results of the connection research, it can be argued that additional experimental and theoretical studies are needed to create the design of the junction joint assembly of PCM with a high ability to withstand cyclic loading.

According to the results of the analysis, the purpose of the dissertation and the main tasks for its achievement are formulated.

In the second section, the technique of testing sucker rods for assessing their stress-strain state in operating conditions has been improved, and the expediency of using experimental and theoretical methods at various stages of research has been substantiated.

Taking into account the peculiarities of the operation of the sucker rod made of PCM and the need to obtain high-reliability results in the process of the study the ability to withstand significant bending stress, namely, to determine the laws of initiating and growth of fatigue cracks, it is necessary to conduct a series of experiments.

At the same time, the study of the stress-deformed state of the compounds, due to the absence of analytical dependencies of the contact pressures on operational and

constructive factors of influence, should be carried out using the finite element method.

In this case, it is important to choose a model of the behavior of the material with a sufficient number of parameters that characterizes its properties.

In the third section, by means of the resolving the system of differential equations of motion for a particular arrangement, the values of the oscillation dissipation coefficient for the three-stage combined column of the sucker rod with the glass-plastic and steel parts are obtained. It was established that the use of the glass-plastic stage instead of the steel reduces its stiffness by about 4 times and almost as many times increases the oscillation rate. The application of the dissipation coefficients for a specific arrangement of the pumping rod column enables to more accurately assess the dynamic behavior of the column of the fiberglass sucker rod and establish optimal modes of operation of the sucker rod pumping unit in order to prevent resonance under the actual operating conditions.

The influence of rotation on the stressed state of connection of a fiberglass body with a steel head is studied with the application of pivot rod column rotators.

The resource of sucker rods made of fiberglass on the basis of complete diagrams of fatigue failure is determined.

According to the results of analytical and experimental studies, the design of connections of sucker rods has been improved in order to increase the efficiency of their operation. The created connection of a fiberglass rod with a steel head has sufficient characteristics of strength and resistance to fatigue for use in wells up to 2500 m deep.

The fourth section is devoted to the study of the fatigue characteristics of pumping rod joints of polymer composites and their materials under the influence of operational and structural factors.

Further development of evaluation of the durability characteristics of fiberglass sucker rods in various environments has been received. Fresh and salty water has been found to reduce their fatigue characteristics by 25% and 32%. The fatigue characteristics of the rod made of polymeric composites under the conditions of bending and axial load are determined. Hybrid rods have a conditional fatigue limit at low cyclic loading by axial asymmetric tension on the basis of 10 thousand cycles 5 times higher than with cyclic bending.

The diagrams of cracks growth in new and worn rods made of PKM in the case of fatigue testing were studied. For the first time, the dependence of the number and length of the cracks on the flexural bending value was determined for fatigue tests of fiberglass and hybrid pump rods. It is established that hybrid rods have 1.5 times higher fatigue limits than fiberglass.

The construction of a continuous rotator has been improved and its finite-element and kinematic analysis has been completed in order to reduce the torque values acting on the column of composite sucker rods.

Keywords: sucker rods, hybrid sucker rods, fiberglass, carbon fiber, stress-strain state, fatigue life, cracks, oscillations, dissipation, and continuous rotation.

Список публікацій здобувача

1. Гриджук Я. С., Лисканич М. В. Копей Б.В. Юй Шуанжуй. Визначення параметрів дисипації коливань колони насосних штанг. *Східно-Європейський журнал передових технологій*. 2017. №2/7(86). С. 13-17 (Scopus).
2. КореуВ. V., BednarzS. YouyShuanjui. Fatigue failure study of fiberglass sucker rods joints. *AGHDrilling, Oil, Gas*.2016.Vol.33, No.1.Krakow. pp. 31 – 37.
3. Копей Б. В., Юй Шуанжуй, Орленко В. І. Вдосконалення черв'ячних обертачів безперервної дії колони склопластикових насосних штанг. *Сборник научных трудов SWorld. Научный взгляд в будущее*. Выпуск 2(2). Том 5. Одесса: КУПРИЕНКО С.В., 2016. С.71-74(РИНЦ і Copernicus).

4. Копей Б. В., Копей В. Б. Бублінський Ю. Я. Юй Шуанжуй. Прогнозування ресурсу склопластикових насосних штанг на основі контролю їх втомного руйнування. *Збірник матеріалів доповідей 7-ої Міжнародної науково-технічної конференції „Сучасні прилади, матеріали і технології для неруйнівного контролю і технічної діагностики машинобудівного і нафтогазопромислового обладнання”*, 25 - 28 листопада 2014., м. Івано-Франківськ 2014. С. 130 – 133.
5. Юй Шуанжуй., Прогнозування ресурсу насосних штанг з полімерних композитних матеріалів. *Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції «Нафтогазова освіта та наука: стан та перспективи»*, 10-12 грудня 2014. м. Івано-Франківськ, ІФНТУНГ С. 84-86.
6. Копей Б. В., Юй Шуанжуй. Метод прогнозування втомної довговічності виробів з полімерних композитів. *Тези доповідей 4-ї Міжнародної науково-технічної конференції «Нафтогазова енергетика - 2015»*, 21-24 квітня 2015., м. Івано-Франківськ. 2015. С. 55-58.
7. Копей Б. В., Кузьмін О. О. Юй Шуанжуй. Закономірності росту тріщин втомного руйнування в з'єднаннях склопластикових насосних штанг. *Матеріали 5-тої науково-практичної конференції студентів і молодих вчених «Методи та засоби неруйнівного контролю промислового обладнання»*. 24-25 листопада 2015. Івано-Франківськ. С.23-24.
8. Копей Б. В., Юй Шуанжуй, Орленко В. І. Скінченно-елементний аналіз з'єднання склопластикової насосної штанги. *Матеріали Всеукраїнської науково-технічної конференції «Нафта і газ. Наука-освіта-виробництво: шляхи інтеграції та інноваційного розвитку»*, м. Дрогобич, 02 – 03 березня 2017. С. 104-109.
9. Копей Б.В., Блажків Т.Б., Юй Шуанжуй, Стефанишин А.Б. Контроль руйнування та росту втомних тріщин в гібридних насосних штангах. *Збірник тез доповідей 6-ої науково-практичної конференції «методи та засоби неруйнівного контролю промислового обладнання»*, 15-16 листопада 2017., м. Івано-Франківськ, ЕІ, ІФНТУНГ. 2017.С. 30-31.

10. Копей Б.В., Юй Шуанжуй, Стефанишин А.Б. Перспективи застосування вуглепластикових та гібридних насосних штанг. *Розвідка і розробка нафтогазових родовищ*. №4(65), 2017. С.40-46.
11. Копей Б.В., Юй Шуанжуй, Стефанишин А.Б. Аналіз ефективності склопластикових, вуглепластикових та гібридних насосних штанг. *Нафтогазова енергетика*. № 2(28), 2017.С.31-41.
12. Копей Б.В., Орленко В. І. Юй Шуанжуй, Блажків Т.Б. Пристрій для безперервного обертання колони штанг. *Патент на корисну модель № 121598*. По заявці у 2017. 06156 від 19.06.2017. Опубл. 11.12.2017., Бюл. №23.

ЗМІСТ

ВСТУП	13
РОЗДІЛ 1 СТАН ПРОБЛЕМИ ТА ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ	
1.1 Умови роботи, навантаження на сталеві та композитні насосні штанги та їх відмови в свердловинах	19
1.2 Сучасні конструкції насосних штанг з склопластика	25
1.3 Матеріали та технологія виготовлення насосних штанг з полімерних композитів	35
1.4 Існуючі способи підвищення працездатності і втомної довговічності сталевих та композиційних насосних штанг	37
1.5 Втомні характеристики насосних штанг з склопластика	50
1.6 Постановка задачі досліджень	54
РОЗДІЛ 2 МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ	
2.1 Машини та установки для випробувань на втому матеріалів та натурних насосних штанг з полімерних композитів	57
2.2 Зразки для випробувань матеріалів та натурних насосних штанг на втому та особливості їх випробувань	62
2.3 Методика випробувань відпрацьованих натурних насосних штанг з контролем втомного руйнування методом акустичної емісії	66
Висновки до розділу 2	71
РОЗДІЛ 3 ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО- ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ З'ЄДНАНЬ НАСОСНИХ ШТАНГ З ПОЛІМЕРНИХ КОМПОЗИТІВ	
3.1 Повздожні коливання колони насосних штанг з полімерних композитів	72
3.2 Визначення параметрів дисипації коливань колони насосних штанг з полімерних композиційних матеріалів	79
3.3 Вплив обертання на напружений стан з'єднання склопластикового тіла зі сталевую головою	91

3.4	Визначення ресурсу насосних штанг з склопластику на основі повних діаграм втомного руйнування	98
3.5	Розроблення з'єднання тіла штанги з сталевією головкою та його скінченно-елементний аналіз	106
	Висновки до розділу 3	114
	РОЗДІЛ 4 ДОСЛІДЖЕННЯ ВТОМНИХ ХАРАКТЕРИСТИК З'ЄДНАНЬ НАСОСНИХ ШТАНГ З ПОЛІМЕРНИХ КОМПОЗИТІВ ТА ЇХ МАТЕРІАЛІВ	
4.1	Втомні характеристики матеріалів насосних штанг з нових полімерних композитів	117
4.2	Втомні характеристики натурних насосних штанг з полімерних композитів при циклічному розтязі та згині	120
4.3	Акустично-емісійні характеристики відпрацьованих натурних насосних штанг з полімерних композитів	127
4.4	Вибір раціональних параметрів приводу обертача колони склопластикових насосних штанг	138
4.5	Визначення кутової швидкості штангообертача	148
	Висновки до розділу 4	151
	ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ДО РОБОТИ	153
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	155
	ДОДАТКИ	168

ВСТУП

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми.

Композиційні матеріали на основі полімерів прийшли на зміну сталевим на початку другої половини 20-го століття. Починаючи з 1965 року, відбувається їх впровадження у багатьох галузях народного господарства, зокрема, у нафтогазовій промисловості. У новому тисячолітті потреба в композитах зростає до десятків тисяч тонн на рік.

Основними перевагами полімерних композиційних матеріалів (ПКМ), що сприяли їх широкому впровадженню, є висока міцність на одиницю маси, мала густина (в 3–4 рази менша ніж у сталі), висока корозійна стійкість, можливість регулювання механічних характеристик у заданому напрямку, непровідність струму, ефективна робота у вертикальних свердловинах. Недоліками є підвищена вартість, складність виготовлення та обробки, горючість і найбільш істотні – верхня межа температури середовища, в якому може експлуатуватись виріб із ПКМ, складає 100–150°C, а також екологічна небезпечність цих матеріалів у процесі їхнього виготовлення та після закінчення експлуатації (проблеми утилізації та переробки). Незважаючи на це, зараз у світі виготовляється значна кількість вузлів, деталей та готових виробів з ПКМ. Для нафтогазової галузі – це труби нафтового сортаменту (насосно-компресорні труби, нафтопромислові комунікації, обсадні труби), різноманітні резервуари, ємності, кришки, фітінги, фільтри, укриття, насосні штанги, перехідники, обв'язки, засувки тощо. Вироби з ПКМ характеризуються комплексом особливостей та властивостей, які вирізняють їх від аналогічних виробів з традиційних конструкційних матеріалів (металічних сплавів) і загалом відкривають широкі можливості як для удосконалення наявних конструкцій, так і для розробки нових конструкцій та технологічних процесів.

В 1997 році в Україні на підприємстві НГВУ „Долина нафтогаз” вперше була спущена у свердловину дослідна партія насосних штанг та підключена

ділянка труб із ПКМ у нафтопромислому комунікацію. Їх промислового випробовуванню передувало дослідження у лабораторних умовах, вивчення придатності до реальних умов експлуатації, розробка математичних моделей для розрахунку та проектування, визначення шляхів удосконалення наявних виробів, розробка рекомендацій щодо монтажу та експлуатації, економічні розрахунки доцільності впровадження тощо. Отже, виконано комплекс робіт для створення і впровадження суттєво нових різновидів обладнання. Все це дає поштовх для значно ширшого застосування виробів із ПКМ у нафтогазовій промисловості України. Проте виникає необхідність в подальшому удосконаленні штанг з ПКМ, оцінці міцності та підвищенні їх працездатності.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Тематика роботи є частиною планових науково-дослідних програм з розвитку нафтопромислового комплексу України і входить в план наукової та науково-технічної діяльності Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу та виконувалася в межах науково-дослідної роботи “Розробка наукових основ створення з’єднань з металополімерних композитних матеріалів та керування їх зносо-фрикційними та втомними властивостями”(номер держреєстрації 0115U002281).

Мета і завдання дослідження. Підвищення працездатності насосних штанг з полімерних композитів на основі досліджень їх напружено-деформованого стану та шляхом розроблення нових конструкцій з’єднань.

Для досягнення поставленої мети необхідно:

1. Провести аналіз причин відмов насосних штанг, існуючих методик оцінки їх працездатності та довговічності.
2. Провести випробування насосних штанг з ПКМ з відтворенням особливостей їх напружено-деформованого стану та вивчення закономірностей росту втомних тріщин.

3. Дослідити вплив конструктивних особливостей колон, сформованих зі сталевих і склопластикових насосних штанг, на їх динамічну поведінку з метою підвищення працездатності.

4. Визначити напружено-деформований стан з'єднання склопластикового тіла та сталеві головки і його втомні характеристики за умов дії згину та осевого навантаження та дослідити вплив дефектів в нових та відпрацьованих штангах з ПКМ на їх напружено-деформований стан.

5. За результатами аналітичних та експериментальних досліджень вдосконалити конструкції з'єднань насосних штанг та провести аналіз їх напружено-деформованого стану.

Об'єктом досліджень є напружено-деформований стан, втомне руйнування та ріст тріщин у з'єднаннях насосних штанг з полімерних композитів.

Предмет дослідження: підвищення працездатності та опору втомі з'єднань насосних штанг з полімерних композитів.

Методи досліджень: комплексне застосування фізичного, математичного та комп'ютерного моделювання об'єктів дослідження для підтвердження адекватності отриманих результатів, втомні випробування та акустично-емісійні дослідження руйнування насосних штанг. Основні положення дисертаційної роботи, що складають наукову новизну, науково обґрунтовано із залученням математичних методів теорії диференціальних рівнянь. Для підтвердження адекватності отриманих результатів на лабораторних установках застосовано експериментальні методи.

Положення, що виносяться на захист:

Закономірності росту втомних тріщин та результати дослідження напружено-деформованого стану з'єднань склопластикових насосних штанг в залежності від їх конструктивних особливостей, діючого навантаження та величини втомного пошкодження з використанням програмних продуктів на базі методу кінцевих елементів (МКЕ).

Наукова новизна отриманих результатів:

- вперше отримані втомні характеристики гібридних насосних штанг при циклічному згині;
- вперше отримано залежність кількості та довжин тріщин від величини напруження згину при втомних випробуваннях склопластикових та гібридних насосних штанг;
- вперше отримані значення коефіцієнтів дисипації коливань для ступеней колон, сформованих із склопластикових та сталевих штанг.
- дістала подальший розвиток оцінка характеристик витривалості склопластикових насосних штанг в різних середовищах.

Практична цінність

- запропоновано конструкцію клинового з'єднання склопластикового тіла насосної штанги зі сталеву головою, яка дозволить досягти більших глибин та підвищити ресурс штангової колони при роботі в свердловинах;
- вдосконалено черв'ячний обертач безперервної дії колони склопластикових насосних штанг з метою зменшення крутних навантажень на колону та попередження руйнування з'єднань при її обертанні.

Особистий внесок здобувача. Основні положення та результати дисертаційної роботи отримані автором самостійно. В опублікованих у співавторстві роботах автором особисто:

- вдосконалено існуючий та запропоновано новий спосіб з'єднання тіла склопластикових насосних штанг зі сталеву головою [89];
- досліджено вплив частки ресурсу склопластикових та гібридних насосних штанг при циклічному навантаженні на появу втомних тріщин [80,88];
- запропоновано систему диференціальних рівнянь руху для конкретної компоновки та уточнені значення коефіцієнта дисипації коливань для триступеневої комбінованої колони насосних штанг, укомплектованої склопластиковими та сталевими штангами [90];.

- визначено границю втоми гібридних насосних штанг [81,85];
- визначено характеристики витривалості матеріалу склопластикових насосних штанг в різних середовищах [84];
- вдосконалено конструкцію штангообертача безперервної дії та виконано його скінченно-елементний та кінематичний аналіз з метою зменшення величин крутних моментів, які діють на колону композитних штанг [87].

Апробація результатів дисертації. Основні положення дисертаційної роботи доповідались та обговорювались на міжнародних науково-технічних конференціях: 7-а Міжнародна науково-технічна конференція „Сучасні прилади, матеріали і технології для неруйнівного контролю і технічної діагностики машинобудівного і нафтогазопромислового обладнання”, 25 - 28 листопада 2014р., м. Івано-Франківськ; Міжнародна науково-технічна конференція «Нафтогазова освіта та наука: стан та перспективи», 10-12 грудня 2014р. – м. Івано-Франківськ, ІФНТУНГ; 4-а Міжнародна науково-технічної конференція «Нафтогазова енергетика - 2015», 21-24 квітня 2015р., м. Івано-Франківськ; Всеукраїнська науково-технічна конференція «Нафта і газ. Наука-освіта-виробництво: шляхи інтеграції та інноваційного розвитку» м. Дрогобич, 02 - 03 березня 2017р.

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

Публікації. За результатами досліджень, які викладені в дисертаційній роботі, опубліковано 12 наукових праць, зокрема, 1 зарубіжна, 4 статей у наукометричних та фахових виданнях, 6 – у збірниках праць міжнародних та всеукраїнських конференцій, отримано патент на корисну модель.

Структура дисертації. Дисертація складається зі вступу, чотирьох розділів, списку використаних джерел, висновків та додатків. Повний обсяг дисертації складає 154 сторінок основного тексту, у тому числі 19 таблиць, 74

рисунків, та 2 додаток на 16 сторінках. Список використаних літературних джерел налічує 120 найменування.

РОЗДІЛ 1

СТАН ПРОБЛЕМИ ТА ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Умови роботи, навантаження на сталеві та композитні насосні штанги та їх відмови в свердловинах

Насосні штанги працюють у складних умовах [1]. На них діє корозійно-активне середовище, якими є технологічні рідини, продукція свердловини, ґрунтові води, атмосферна корозія тощо. Найбільш активним середовищем, в якому працюють ці вироби, є пластові мінералізовані розчини, що містять розчинені солі, нафти, газу, поверхнево-активні речовини та інші компоненти. Хімічний склад нафт наведено в таблиці 1.1.

Насосні штанги забезпечують передачу зворотно-поступального руху від верстата-качалки, розташованого на поверхні, плунжеру свердловинного насоса, який підвішений в колоні насосно-компресорних труб у свердловині. У процесі експлуатації насосні штанги зазнають сумісної дії навантаження та корозійного середовища, що спричиняє їх руйнування, яке характеризується як корозійно-втомне [2].

Спектр діючих на колону насосних штанг навантажень включає статичні, динамічні, ударні, вібраційні, інерційні, від різного роду тертя навантаження. Ці навантаження діють на колону насосних штанг на протязі робочого циклу з

Таблиця 1.1 – Хімічний склад нафт різних родовищ

Вміст компонентів в % (мас.)						Температура плавлення, С
Вода	Смоли селікагелеві	Асфальтени	Сірка	Парафін	Механічні домішки	
44,2	15,0	0,21	0,121	2,0	0,158	51
0,4	15,6	0,23	0,124	0,8	0,0076	
0,01	4,2		0,081	6,65	0,026	50

різною інтенсивністю залежно від параметрів роботи свердловинної установки [3].

У разі ходу балансира ввєрх на колону насосних штанг діють такі навантаження: власна вага насосних штанг в рідині, вага рідини, сила тертя штанг до НКТ, сила тертя плунжера, гідравлічні сили тертя, сили інерції. А у випадку ходу балансира униз навантаження на колону насосних штанг знижується на величину ваги рідини над плунжером насоса при одночасному зменшенні сил тертя та інерції. У нижній частині колони можуть виникати стискаючі напруження, якщо сили тертя плунжера в циліндрі насоса та гідравлічні опори в нагнітальних клапанах є значними. Такі навантаження викликають повздовжній згин штанг над насосом у межах внутрішнього діаметра НКТ.

Зусилля P , яке діє в точці підвісу насосних штанг, визначають за формулами [4]:

– при ході балансира уверх

$$P_u = P_\omega + P_h + P_{iu} + P_{vu} + P_{ft} + P_{fe} + P_{fc}, \quad (1.1)$$

– при ході балансира вниз

$$P_d = P_\omega - P_h - P_{id} - P_{vd} - P_{ft} - P_{fe} - P_{fv}, \quad (1.2)$$

де P_ω – вага колони насосних штанг у рідині;

P_h – гідростатичне навантаження, обумовлене різницею тисків рідини над і під плунжером свердловинного насоса при ході уверх;

P_{iu} і P_{id} – інерційні навантаження, зумовлені зміною швидкості руху системи штанги-плунжер при русі уверх і вниз;

P_{vu} і P_{vd} – вібраційні навантаження, обумовлені коливними процесами в колоні насосних штанг внаслідок гідростатичного удару на плунжер при русі уверх і вниз;

P_{ft} – навантаження від тертя насосних штанг об стінки НКТ;

P_{fe} – навантаження від тертя насосних штанг у рідині;

P_{fc} – навантаження від тертя плунжера в циліндрі;

P_{fv} – навантаження від перепаду тиску в нагнітальному клапані при русі рідини.

Зауважимо, що до динамічних відносять інерційні та вібраційні навантаження. При збільшенні швидкості відбору нафти із свердловини за рахунок зміни числа качань балансира верстата-качалки зростає не тільки величина динамічного навантаження, але й інтенсивність його прикладання. Крім основних навантажень на насосні штанги можуть діяти також додаткові навантаження, які спричинені специфічними умовами експлуатації, до яких належить їх робота у свердловинах із відкладеннями солей, парафіну і асфальтосмолистих речовин; у свердловинах зі значною кривиною та відхиленням ствола від вертикалі. Додаткові навантаження виникають при терті колони насосних штанг об в'язку рідину і при незрівноваженому верстаті-качалці. Вони збільшують максимальні напруження при ході ввєрх і зменшують мінімальні напруження в штангах при його ході вниз. При цьому зростає амплітуда навантаження, що може привести до непередбачуваного обриву насосних штанг. Вагомою компонентою умов експлуатації є склад, температура і ступінь агресивності робочого середовища, а також рідин, які закачуються з технологічних міркувань у свердловину [5, 16,17].

Складні і специфічні умови, в яких працює експлуатаційне обладнання, зумовлені дією багатьох негативних чинників, що вимагають великих матеріальних і трудових витрат. Наприклад, для насосно-компресорних труб – це витрати на заміну пошкоджених труб, покриття їх захисними плівками, нагнітання інгібіторів корозії у свердловину та ін.

Ось чому важливо провести аналіз причин відмов і поломок колони штанг, встановити вимоги, які потрібно виконувати при проектуванні, виготовленні та експлуатації її елементів з урахуванням необхідної надійності та довговічності [5-17].

Підвищення ефективності та надійності – головне завдання для безперебійної експлуатації обладнання. Однак не завжди потрібно домагатися максимальної надійності, адже проектування та виготовлення такого обладнання вимагає додаткових засобів. Існує деяке оптимальне значення надійності, при якому сумарна вартість проектування, виготовлення і експлуатації мінімальна [5,14,15]. Встановлення цих оптимальних значень вимагає глибокого вивчення причин несправностей та відмов, вивчення фізичної сутності явищ, пов'язаних з спрацюванням і руйнуванням обладнання та його вузлів. Істотний і особливий вплив на характер та інтенсивність протікання спрацювання, кінцевим результатом якого є відмова, створює середовище. За таких умов працюють глибинний насос, штанги та НКТ у випадку глибиннонасосної експлуатації. Середовище є чинною ознакою, що впливає на надійність цього обладнання [6,7]. Особливості явищ спрацювання і втоми насосних штанг, особливо з полімерних матеріалів у водонафтових середовищах вивчені ще недостатньо.

На відміну від сталевих насосних штанг, виконаних згідно ГОСТ Р 51161-2002, гарантійний термін експлуатації склопластикових насосних штанг в даний час збільшений у 2 рази (з 6 до 12 місяців), а кількість базових циклів при ймовірності безвідмовної роботи не менше 0,995 – з 5 млн. до 7,5 млн. [6-11].

Штанги насосні склопластикові згідно ТУ 3665-023-20994511-2010 відповідають (сертифіковані) вимогам:

ГОСТ Р 51161-2002;

ГОСТ 12.2.003-91.

Технічний регламент "Про безпеку машин та устаткування"; (вимоги ГОСТу і ТУ гармонізовані з API Specification 11 B).

На 31.10.2017 напрацювання склопластикових штанг по свердловинах (Росія) становить (табл.1.2).

Таблиця 1.2 – Напрацювання склопластикових штанг по свердловинах

Свердловина	Дата введення	Напрацювання, діб.
№1034 Чутирське род.	14.10.2010	2630
№1205 Чутирське род.	3.11.2010	2610
№739 Мишкинське род.	22.10.2010	2622
№727 Мишкинське род.	5.12.2010	2578
№1229 Мишкинське род.	18.12.2010	2565

Можливість зниження витрат при видобутку нафти з застосуванням склопластикових насосних штанг наступна [1-5].

З українських і зарубіжних джерел відомо, що основними перевагами застосування склопластикових насосних штанг є:

- зниження ваги штангової колони;
- висока корозійна стійкість;
- збільшення терміну експлуатації в 5-6 разів;
- збільшення подачі, в середньому до 75%;
- зниження максимального навантаження на головку балансира, в середньому на 30%;
- можливість встановлювати насосних штанг на глибині 2000 м і більше.

Основні переваги застосування склопластикових насосних штанг в порівнянні зі сталевим насосними штангами:

- збільшення видобутку;
- зменшення обривності, за період проведених дослідно-промислових випробувань (ДПВ) обривів з вини ШНС не було;

- зменшення відкладень парафінів;
- економії електроенергії, за результатами минулих ДПВ більше 1кВт / год на свердловину;
- можливість застосовувати склопластикові НКТ.

По закінченню дослідно-промислових випробувань наданий детальний звіт, термін окупності застосування склопластикової штанги становить 0.96 року.

Дослідно-промислові випробування склопластикової насосної штанги проводились на родовищах ВАТ "Удмуртнафта"(Росія) та НГВУ «Долинанафтогаз» ПАТ «Укрнафта».

Критерії оцінки ефективності насосних штанг з склопластика наступні:

- збільшення напрацювання на відмову свердловини унаслідок обриву насосних штанг в порівнянні з раніше застосовуваними стандартними металевими штангами;
- зменшення навантаження на головку балансира верстата-качалки;
- можливість збільшення глибини спуску свердловинного насоса, в межах допустимих приведених напружень на колону склопластикових насосних штанг, у порівнянні з раніше застосовуваними стандартними сталевими штангами;
- відсутність відмов унаслідок обриву склопластикових насосних штанг протягом строку дослідно-промислових випробувань.
- менша в 3 рази вага склопластикової насосної штанги в порівнянні зі сталевією насосною штангою і пророблена упаковка дозволяють перевезти в стандартній «єврофурі» до 1000 штанг склопластикових насосних штанг ШНС 25-8000 (діаметр тіла штанги 25 мм, довжиною штанги 8 метрів). Вантажопідйомні операції не вимагають спеціального обладнання або пристосувань [5].

1.2 Сучасні конструкції насосних штанг з склопластика

1.2.1 Фізичні відмінності склопластика від сталі

Фізичні відмінності склопластика від сталі наступні [6-11]:

- густина склопластика (українського та російського виробництва - 1900 кг/м^3), (китайського - 1920 кг/м^3) приблизно в 4 рази менша від густини сталеві штанги (7850 кг/м^3);
- модуль пружності склопластика (українського та російського виробництва $0,5 \cdot 10^5 \text{ МПа}$), (китайського - $0,53 \cdot 10^5 \text{ МПа}$), (американського - $0,55 \cdot 10^5 \text{ МПа}$) приблизно в 4 рази менша модуля пружності сталі ($2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$);
- коефіцієнт шорсткості склопластику (українського та російського виробництва $0,0015$), (китайського - $0,0013$), (американського - $0,0016$) приблизно в 20 разів менше коефіцієнта шорсткості сталі ($0,03$);
- висока корозійна стійкість;
- відсутність пластичної деформації, вся деформація тіла штанги проходить пружно.

Відзначають основні переваги застосування склопластикових насосних штанг над звичайними сталевими штангами:

- зниження максимального навантаження на головку балансира при ході вгору штангової колони;
- можливість заглиблення підвіски ШГН до 2500 метрів;
- зниження амплітудних і динамічних навантажень;
- практична відсутність впливу корозійності середовища та асфальто-смолистих та парафінових відкладень (АСПВ) на матеріал штанги ;
- зменшення енергоємності наземного обладнання [13-17].

Порівняльні характеристики склопластика, алюмінієвого сплаву та сталі наведені в таблиці 1.3.

1.2.2 Конструкції з'єднань насосних штанг зі склопластика

Важливою задачею при проектуванні склопластикових насосних штанг є вибір типу з'єднання сталеві головки з ПКМ тілом штанги. Максимальне осьове розтягувальне навантаження, яке витримує з'єднання, є основним параметром при його проектуванні. Але потрібно враховувати також і втомні характеристики з'єднання, складність конструкції й технології, можливість змін механічних характеристик матеріалів під впливом високої температури і агресивного середовища [12].

Необхідність розрахунку параметрів контактної взаємодії композитних матеріалів і сталевих деталей таких наприклад, як контактний тиск, перерізаючі зусилля згинаючий і крутний моменти, викликані потребою обґрунтування нових конструктивних рішень у вказаних з'єднаннях, а також визначення деяких технологічних параметрів, при виконанні яких було б досягнуто найкращих експлуатаційних характеристик готового виробу.

Відповідна контактна проблема для тонкостінних елементів конструкцій (стрижнів, пластин, оболонок) через свою специфіку (один з розмірів тіла значно менший в порівнянні з іншими і співрозмірний з розміром області контакту) ставилась і вирішувалась в основному останні три десятиліття. Отримані результати в цьому напрямку синтезовані в монографіях Е.І. Григолюка і В.М. Толкачова [18], В.М. Моссаковського і В.М. Гудрамовича [20], Б.Л. Пелеха і М.А. Сухорольського [21].

Рішення контактних задач в нашому випадку полягає у визначенні напружено-деформованого стану, що виникає в притиснутих один до одного тілах, одне з яких вважається абсолютно твердим.

Такі задачі класифікуються як змішані граничні задачі математичної фізики, коли на одній частині границі задані зміщення, а на другій напруження, або на одній і тій же області границі - одночасно напруження і зміщення.

Таблиця 1.3 – Порівняльна характеристика склопластика, сталі та алюмінієвих сплавів

Порівняльні характеристики сталі, алюмінієвих сплавів та склопластика			
	Сталь	Алюмінієві сплави	Склопластик
Густина, кг/м ³	7850	2700	1900
Модуль пружності, ГПа	210	70	55
Питомий модуль пружності (відношення модуля до густини), км	2692	2500-2689	1800-1900
Межа плинності (міцності для склопластика) при розтягу, МПа	240	50-440	1700
Питома межа плинності (міцності для склопластика) км	3,1	1,8-16,7	89-94
Відношення втомної міцності (число циклів 10 ⁷) до статичної	0,26	0,27	0,29
Теплопровідність при 20 ⁰ С, Вт/м °С	64	105-200	0,75
Питомий об'ємний електричний опір, Ом· м	провідник	провідник	1,0x10 ¹⁰
Коефіцієнт лінійного розширення, x10 ⁶ град ⁻¹	11,9-14,2	19,6-26,9	0,45-8,3
Гігроскопічність, %	-	-	0,5
Стійкість до дії хімічно агресивних середовищ сольових розчинів	Не стійкий. Потрібен захист від корозії	Піддається корозії. Потрібен захист	Стійкий
Експлуатаційні витрати	Потрібні регламентні роботи не рідше 1-2 рази в рік	Потрібні регламентні роботи не рідше 1 разу в рік	Відновлення кольорового фарбування
Можливість реалізації архітектурно-дизайнерських рішень	Потрібна дороговартісна реконструкція обладнання	Потрібна дороговартісна реконструкція обладнання	Потрібне виготовлення недорогої технологічної оснастки

Розробці ефективних підходів та якісних методів розв'язування контактних задач присвячені зокрема роботи [19-20]. У монографії [21] успішно використаний спосіб зведення контактних задач до інтегральних рівнянь Вольєрра. Розв'язки інтегральних рівнянь будуються за допомогою перетворень Лапласа або наближених методів. Для загального дослідження і

побудови наближених розв'язків контактних задач із невідомими границями області контакту застосовуються також варіаційні підходи в поєднанні з числовими методами [22]. Останнім часом поряд з аналітичними з'явилися числові методи розв'язування контактних задач [65,67], у тому числі нового класу задач контактної взаємодії шарів багат шарових оболонок із моделюванням їх міжфазної границі [19]. У праці [20] розвинуто матричний метод стосовно до такого класу задач. А запропоновані у [65] моделі дозволяють розглядати і різного типу контактні взаємодії шарів структури (тертя проковзування та інше), враховуючи утворення розшарувань, що є важливим для визначення міжфазного руйнування.

Розглянемо деякі можливі способи розв'язування контактних задач для ортотропних циліндричних оболонок. Нехай n - шарова нескінченно довга циліндрична оболонка знаходиться під дією періодичного навантаження

$$\sigma_1^+(x) = \begin{cases} P, & 0 \leq |x| \leq a, \\ 0, & a < |x| \leq l. \end{cases} \quad (1.3)$$

Вважається, що шари оболонки виготовлені з різних ортотропних матеріалів та жорстко з'єднані. Загальна постановка такого класу контактних задач полягає у визначенні напружено-деформованого стану оболонки, нормальних і дотичних напружень на поверхнях контакту шарів, а при дії штампів – також і контактного тиску та величини області контакту.

За вихідні співвідношення, що описують стан шаруватої ортотропної оболонки, приймаються рівняння узагальненої теорії оболонки [21]. В осесиметричному випадку для i -го шару оболонки ($i=1$ відповідає верхньому шару) рівняння рівноваги мають такий вигляд

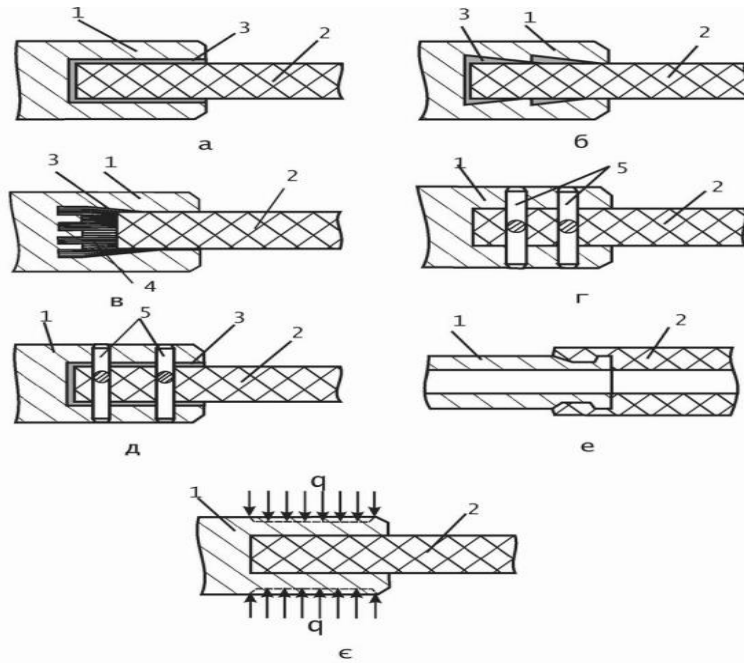
$$\begin{aligned} \frac{dN_1^i}{dx} &= -R_i(\tau_i^+ - \tau_i^-), \\ \frac{dM_i}{dx} - R_i Q_i &= -h_i R_i(\tau_i^+ + \tau_i^-), \quad (i = 1, \dots, n) \\ \frac{dQ_i}{dx} - N_2^i &= R_i(\sigma_i^+ - \sigma_i^-). \end{aligned} \quad (1.4)$$

Вирази для переміщень точок зовнішніх поверхонь шару та співвідношення пружності такі ж, як у [65]. Зазначимо, що у вихідні рівняння входять невідомі величини міжшарових напружень σ_i^\pm , τ_i^\pm на верхній “+” та нижній “-” поверхнях i -го шару, що зі збільшенням числа шарів (вже при $n > 2$) ускладнює побудову розв’язку задачі відомими методами [21].

На цей час найбільше практичне використання знайшли клейове з’єднання [1] і з’єднання шляхом обтискання сталевго бандажу [18-21]. Перше з’єднання рекомендовано стандартом API і витримує досить високі розтягувальні навантаження, проте технологія виготовлення сталевго головки досить складна. З’єднання шляхом пластичного деформування сталевго бандажу технологічно значно простіше, але потребує оптимального зусилля обтискання залежно від матеріалів і геометрії з’єднання для досягнення ним максимальної міцності під дією осьового розтягувального навантаження.

На рис. 1.1 показані принципові схеми з’єднань сталевих головок з полімерним тілом штанги. Схема, зображена на рис. 1.1б виконана на основі патенту США № 4919560, кл. F16B 11/00, 28.04.89 [1].

З’єднання металевго деталі і стрижня з армованого волокнами пластика є конструктивною необхідністю в насосних штангах із скловолкна. Застосування такого варіанту штанги, пов’язане умовами і технологією видобутку нафти за допомогою свердловинної штангової насосної установки (СШНУ), а саме, частими операціями згвинчування-розгвинчування штанг між собою за допомогою сталевих муфт при їх формуванні в колону.



1 – сталевий бандаж або труба; 2 – полімерний композитний стрижень або трубчастий виріб; 3 – адгезив (клей); 4 – розпушення; 5 – штифти

Рисунок 1.1 - Види з'єднань полімерних композитних стрижнів та сталевих бандажів

Також сталеві деталі виконують роль протекторів і є елементами, що підвищують жорсткість колони. Дослідження з'єднань сталевих бандажів і полімерних стрижнів на основі конструкції насосних штанг зі скловолокна стало головним завданням роботи.

З'єднання стрижневих виробів виконуються встик з напуском частини однієї деталі над другою. У таких конструкціях один із виробів є охоплюваною деталлю, а другий захоплюючою: система композит-метал або навпаки метал-композит. Класифікація з'єднань елементів металевих і композитних матеріалів стрижневого типу між собою наведена втабл. 1.4.

Кожне з наведених з'єднань володіє особливостями, перевагами і недоліками. Вибір того чи іншого з них залежить від ряду чинників: характеру і величини навантаження, розмірів деталей, фізико-механічних властивостей матеріалу, умов експлуатації, вартості, технологічної реалізації і спеціальних вимог, наприклад, герметичності [18-22]. З урахуванням їх було запропоновано

ряд нових конструкцій з'єднань для впровадження в нафтовій промисловості [24,65]. Основні з них описані нижче.

Таблиця 1.4 – Класифікація з'єднань склопластикових насосних штанг

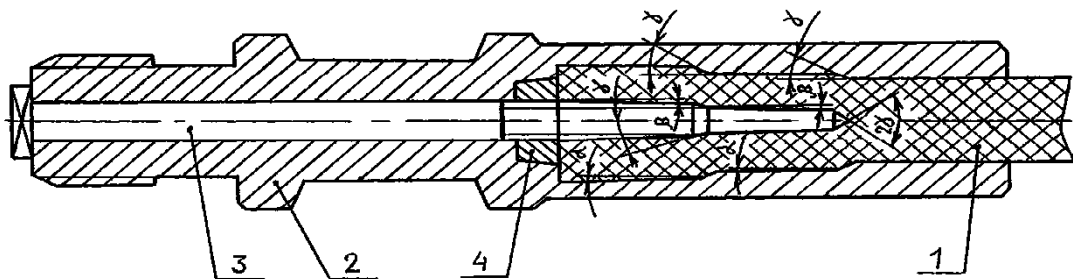
З'єднання композитних стрижнів і металевих бандажів			
Адгезивні	Механічні	Отримані в процесі формування композиту	Комбіновані
Звичайні по гладкій поверхні	Клепані	Погладкій поверхні	Адгезійно-клепані
З виконанням виступів і заглиблень на поверхнях	Обробкою тиском	По поверхні з виступами і заглибленнями	Адгезійно-різбові
Інтегральні	Штифтові		Адгезійно-штифтові
	З канавками типу різьби		

Спосіб з'єднання сталеві головки з полімерно-композиційним тілом насосної штанги (Патент України № 35751А) [65] полягає у фіксуванні за допомогою клею кінця полімерно-композиційного тіла штанги в циліндричному гнізді сталеві головки.

Недоліком з'єднання (Патент США № 4919560) [65], запропонованого вище, є низька надійність в роботі через можливість руйнування клейового шару під дією знакозмінного навантаження, а також те, що в з'єднанні приймають участь тільки поверхневі волокна стрижня. Крім того, таке з'єднання є нероз'ємним.

Мета розробки конструкції (Патент України №50093А) [65] – підвищити надійність з'єднання, опір втомі сталеві головки і зробити з'єднання роз'ємним, що дасть можливість заміни спрацьованих деталей новими.

Ця мета досягається у такий спосіб. Склопластикове тіло штанги 1 (рис. 1.2) позбавляється сполучника на певну довжину і просочене клеєм вставляється в отвір сталевій головки 2, поверхня якого утворена кількома конусами з невеликими кутами. У протилежний кінець головки, в якому просвердлено отвір невеликого діаметра, вставляється гвинт 3, кінець якого утворюють кілька конусних поверхонь з малими кутами. Гвинт закручується до упора в гайку 4 і конусними поверхнями розтискає волокна склопластикового стрижня. Застосування гайки, яка спрямовується в отвір за допомогою конуса і запресовується в ньому, дає змогу обминути нарізання різьби в корпусі головки, що загрожує зародженням у ній втомних тріщин. Крім того, стиснутий за допомогою гвинта і гайки кінець головки більш надійний при дії розтягувального навантаження. Після застигання клею утворюється міцне з'єднання, яке надалі при потребі можна роз'єднати, відгвинтивши гвинт і витягнувши попередньо нагрітий кінець склопластикового стрижня. Перша і третя конусні поверхні гвинта і отвору виготовляються з кутом γ , а друга і четверта з кутами α і β відповідно близько $2-3^\circ$. Зазначимо, що для збільшення ефективності затискання волокон стрижня пропонується кути конусних розточок отвору робити на кілька градусів більшими ніж кути конусних поверхонь гвинта: $\beta = \alpha - 1^\circ$.



1 – склопластикове тіло; 2 – головка; 3 – гвинт; 4 – гайка

Рисунок 1.2 - З'єднання головки глибинонасосної штанги з склопластиковим тілом

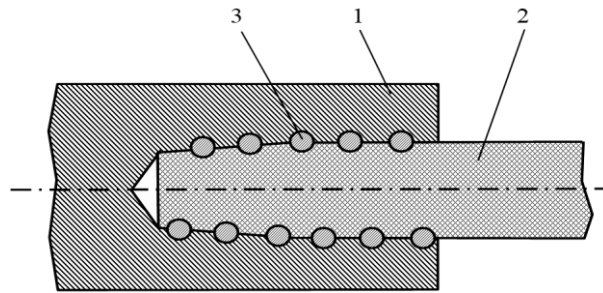
Завданням створення конструкції (Патент України №50094А) [65] було створити такий спосіб з'єднання сталеві головки з полімерно-композиційним тілом насосної штанги, в якому новий конструктивний зв'язок між елементами, дав змогу стабілізувати внутрішні напруження в тілі насосної штанги і завдяки цьому підвищити надійність з'єднання тіла штанги з сталеві головою.

Ця задача розв'язується шляхом зменшення внутрішніх напружень, збільшення площі зрізу, що досягається тим, що в сталеві головці і на полімерно-композиційному тілі насосної штанги нарізається несиметрична різьбова поверхня круглого профілю, для встановлення сталеві витка, який служить з'єднуючим елементом між сталеві головою і полімерно-композиційним тілом насосної штанги, крім цього на кінці циліндричного гнізда головки і тіла штанги виконується конічна поверхня кут 1:16.

Різьбова поверхня на тілі штанги утворюється накатуванням. Завдяки цьому не порушується шарувата структура матеріалу, тому що волокна матеріалу не розрізаються, а деформуються пластично під дією різьбо накатних плашок чи роликів, виступи яких вдавлюються в матеріал. Отримана таким способом різьба має рівну, чисту і зміцнену поверхню. Використання круглого несиметричного профілю різьбові поверхні призводить до зменшення концентрації напружень у з'єднанні, збільшенні площі зрізу, а отже підвищує границю міцності з'єднання.

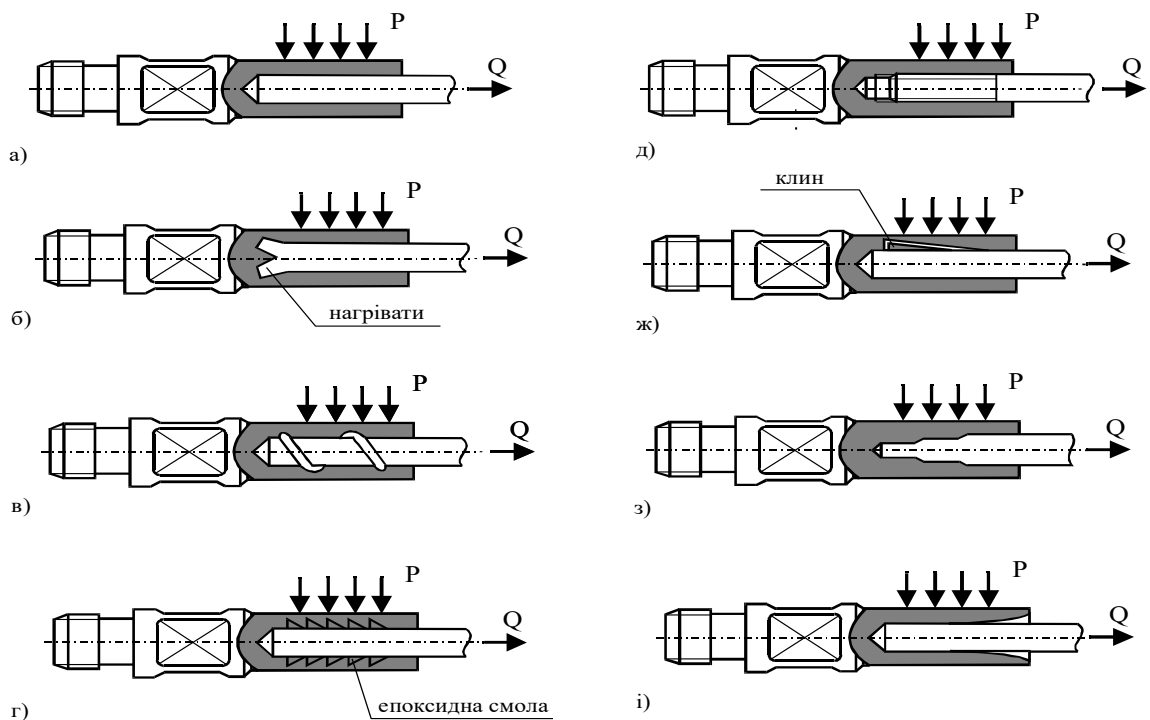
З метою забезпечення герметичності, високої міцності і напруженості з'єднання сталеві головки і тіла штанги на кінці циліндричного гнізда головки і на тілі штанги виконується конічна поверхня з конусністю 1:16.

На (рис. 1.3) зображено з'єднання сталеві головки і полімерно-композиційного тіла насосної штанги [65]. З'єднання складається з сталеві головки 1 і полімерно-композиційного тіла насосної штанги 2, на яких зроблено виточки несиметричного круглого профілю, а також вставленого сталеві витка 3.



1 – сталевая головка; 2 – полімерно-композиційне тіло насосної штанги;
3 – сталевий виток

Рисунок 1.3 - З'єднання тіла штанги з головкою через вставний виток



**Рисунок 1.4 - Конструктивні рішення з'єднання сталевій головці зі
склопластиковим тілом штанги**

З'єднання виконується у такий спосіб. На тілі склопластикової штанги накатується різьбова поверхня круглого несиметричного профілю, на яку нагвинчується вставний сталевий виток 3. Тоді тіло насосної штанги вгвинчується в сталеву головку 2. При цьому вставний виток заповнює простір виточок в сталевій головці і на тілі насосної штанги, внаслідок цього забезпечується герметичність з'єднання. Крім того, затиснутий виток створює в

з'єднанні напружений стан, який перешкоджає самовільному відгвинчуванню штанги при її роботі. При складанні з'єднання слід дотримуватись вимог співвідношення сталевий головки з тілом насосної штанги. Авторами [65] запропоновано ряд інших рішень для реалізації з'єднань (рис.1.4).

1.3 Матеріали та технологія виготовлення насосних штанг з полімерних композитів

1.3.1 Складові матеріалу для виготовлення насосних штанг

При виготовленні склопластикових насосних штанг використовувались такі основні матеріали [12]:

- ровінг із скляних ниток;
- смола епоксидна ЕД-20;
- отверджувач - ангідрид ізо-метилтетрагідрофталевої кислоти /ізоМТГФА;
- поліетиленполіамін /ПЕПА/.

В Україні освоєно випуск склопластикових насосних штанг, які мають ряд переваг:

- менша маса, що дозволяє експлуатувати свердловини з великою глибиною спуску свердловинного насоса та свердловини з перевантаженням наземного обладнання, зменшити споживання електроенергії, підвищити швидкість спуско - підймальних операцій при підземних ремонтах;
- корозійна стійкість, що дозволяє експлуатувати свердловини з агресивним корозійним середовищем та обводненою продукцією;
- вищий опір корозійній втомі. Число аварій, пов'язаних з втомою, становить для них 1,6 на 100 свердловин, у тому числі обриви по тілу штанг - 0,48, обриви в муфтових з'єднаннях - 1,12 на рік (для сталевих відповідно 3,74; 2,5; 1,69 на рік); малий модуль пружності, що дозволяє дещо підвищити дебіт

свердловини завдяки збільшенню ходу (перебігу) плунжера насоса (іноді на 20-50%);

- гідрофільна поверхня штанг, що зменшує інтенсивність відкладень АСПУ на ній;

- технологічні дефекти переважно не властиві склопластиковим насосним штангам.

Технологія виготовлення склопластикових штанг полягає в наступному [27-32]:

Із скловолокон збирається пучок (до 1,5 млн. скловолокон в одному пучку), який обробляється смолою або іншим сполучником. Проходячи через пресформу із скловолокнистого пучка формується тіло штанги заданого перерізу. До тіла штанги епоксидною смолою прикріплюють сталеві наконечники (головки штанги), конструкція яких уніфікована із стандартними сталевими штангами. Склопластиковий стрижень не чутливий до корозії і простий у виготовленні, стрижні легші та міцніші за сталь. Стрижневі направляючі забезпечують плавну роботу і ефективність, за рахунок мінімізації втрати сил тертя і забезпечують продовження терміну служби осердя. Направляючі відлиті з 10% кремнію, який наповнений скловолокном, полікарбонат для давача зносу.

1.3.2 Контроль якості

Стрижні перевіряються за допомогою процедур контролю якості для того, щоб забезпечити дотримання стандарту у виготовленні насосних штанг та їх продуктивність. Кожен компонент з одного кінця стрижня до іншого перевіряють під час виготовлення. Процес проводять для того, щоб перевірити чи кожен відповідає або перевищує необхідні характеристики, і тоді не буде збою при роботі в системі відкачування флюїду. Повністю зібраний стрижень

повинен бути здатний витримувати експлуатаційні навантаження набагато вищі, ніж вимагаються.

Зібрані прутки завжди піддаються ретельному візуальному огляду всієї процедури збирання ще раз, перш ніж вони будуть надійно закріплені для подальшого транспортування.

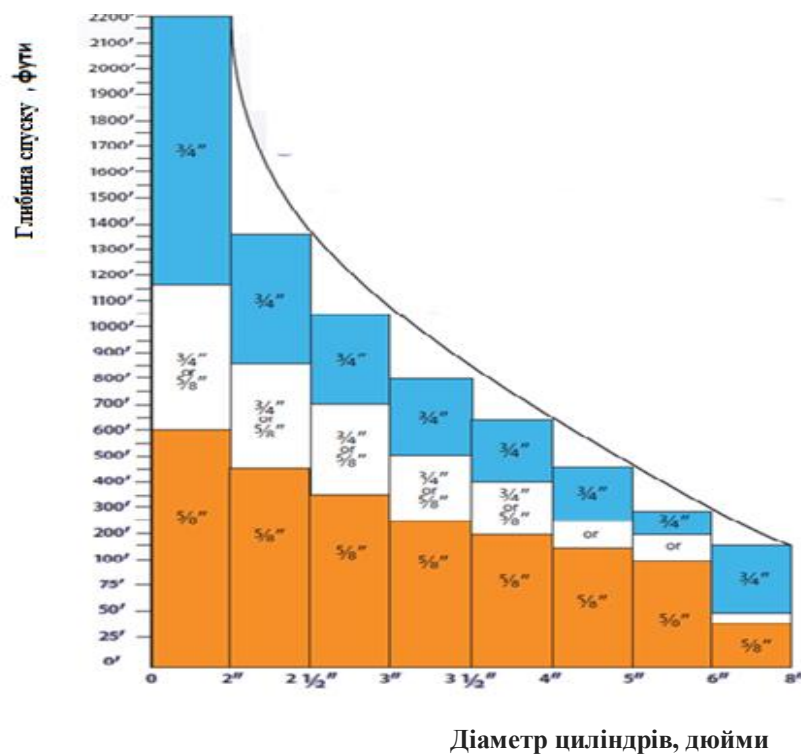


Рисунок 1.5 - Робочий діапазон використання стрижнів зі скловолокна [6]

Ця діаграма (рис. 1.5) є робочим діапазоном для стрижнів з скловолокна. У зв'язку з унікальним запатентованим з'єднанням, полімерні стрижні можуть бути використані при цих навантаженнях для максимальної довговічності стрижня, а також збільшити термін служби і ефективність насосної установки.

1.4 Існуючі способи підвищення працездатності і втомної довговічності сталевих та композиційних насосних штанг

При видобутку нафти штанговими свердловинними насосами насосні штанги часто обриваються і це наносить значну шкоду нафтовидобувним

підприємствам [23]. Оцінка ресурсу насосних штанг на основі сучасних досягнень в галузі механіки руйнування, теорії надійності, комп'ютерних технологій [24-26] дозволить визначити закономірності руйнування штанг, настання критичного стану і це дасть можливість своєчасно замінити відпрацьовані колони і попередити складні підземні ремонти з ліквідації обривів.

Оцінювати ресурс насосних штанг можна на основі аналізу параметрів надійності з певною ймовірністю неруйнування [14,15,33], за параметрами кривих корозійної втоми, використовуючи дво- чи трипараметричні рівняння [35,38], за швидкістю росту тріщин корозійної втоми в до критичному періоді [40], за параметрами тріщиностійкості [41], за величиною пошкодження живого перерізу штанги (G- критерієм) [43] та іншими методами [44,65]. Проведемо аналіз цих методів і намітимо шляхи для подальшого їх розвитку з метою оцінки ресурсу склопластикових штангових колон з врахуванням завантаженості, агресивності середовища та інших чинників.

Для ефективного використання штангових колон необхідно оцінювати їх надійність і довговічність з певною ймовірністю неруйнування залежно від величини напруження в верхній частині колони.

Аналіз експлуатаційної надійності виконали за трьома різними виборками [65], враховуючи в першому випадку всі обриви штанг, в другому — обриви штанг по тілу і в третьому — тільки ті обриви штанг по тілу, які трапились після 1,5 - 2 млн. циклів, приймаючи до уваги те, що обриви штанг до вказаного наробітку є випадковими і викликаними, як правило, технологічними дефектами.

Наробіток штангових колон до відмови складав від 0,3 до 22,8 млн. циклів. Для розрахунку ймовірності безвідмовної роботи об'єми виборки (всі відмови, окремо поломки штанг по тілу та відмови штанг по причині обривів по тілу після 1,5-2 млн. циклів) розбили на інтервали, а розрахунок вели за формулою

$$P(t) = 1 - \frac{n}{N}, \quad (1.5)$$

де $P(t)$ — ймовірність безвідмовної роботи, яка відповідає кількості циклів навантаження N_n (або часу t);

n — кількість відмов до моменту часу t ;

N — загальна кількість відмов.

Середній наробіток до відмови (або на відмову) для всіх випадків обривів колони складав 9,31 млн. циклів, тоді як для обривів по тілу 9,05 млн. циклів, а для обривів по тілу без врахування передчасних поломок $N_{сер} = 9,54$ млн. циклів [33].

Криві ймовірності безвідмовної роботи штанг приведені на рис. 1.7 і 1.8. Якщо розподіл часу безвідмовної роботи першої і другої груп наробітків штанг підпорядкований експоненціальному закону, то третьої — закону розподілу Вейбула. Аналіз кривих розподілу показує, що при часі роботи t , який відповідає середньому наробітку штанг, ймовірність безвідмовної роботи дорівнює відповідно 0,38 і 0,27 для перших двох виборок для експоненціального закону розподілу і 0,40 - 0,43 для закону розподілу Вейбула [33].

Для визначення відповідності прийнятих гіпотез розподілу експоненціальному закону і закону Вейбула застосували критерії Пірсона та Колмогорова [33]. За критерієм Пірсона при кількості степеней свободи $r = 4$ і похибці $\alpha = 0,05$ критерій $\chi^2 = 9,487$, тоді як величина $E = 7,36$, тобто можна прийняти гіпотезу розподілу часу наробітків за експоненціальним законом для всіх відмов штангової колони. Мірою розходження між теоретичним і статистичним розподілом розглядається максимальне значення модуля різниці між статистичною функцією розподілу і $F(t)_{стат}$ і відповідною їй теоретичною функцією $F(t)_{теор}$

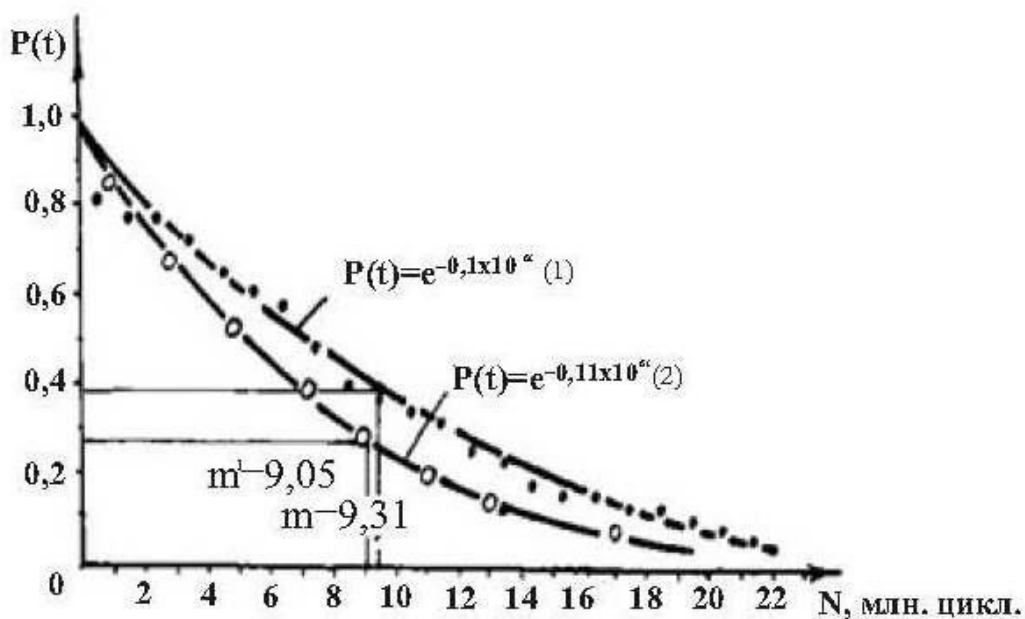
$$D_n = \max / F(t)_{стат} - F(t)_{теор} / . \quad (1.6)$$

Величина цього модуля не перевищує 0,067, що свідчить про високу кореляцію статистичних і теоретичних величин.

Крім того, статистичні дані наробітків наносили на імовірнісний папір Вейбула, де по осі абсцис відкладали наробіток штанг в мільйонах циклів, а по осі ординат — функцію розподілу $F(t)$. Точки емпіричної функції розподілу досить добре апроксимуються прямою лінією, що свідчить про близьке співпадання дослідних даних з гіпотезою розподілу Вейбула (при $\gamma = 0$).

З отриманого графіка можна знайти і параметри розподілу Вейбула:

$$\beta = 1,65 \text{ і } \eta = 10,88 \cdot 10^6.$$



1 — обриви штанг по тілу, різьбі, муфті та полірованому штоці;

2 — обриви штанг по тілу

Рисунок 1.6 - Криві ймовірності безвідмовної роботи штангових колон

Прийняту гіпотезу розподілу по закону Вейбула за критерієм Колмогорова можна рахувати сумісною з дослідними даними.

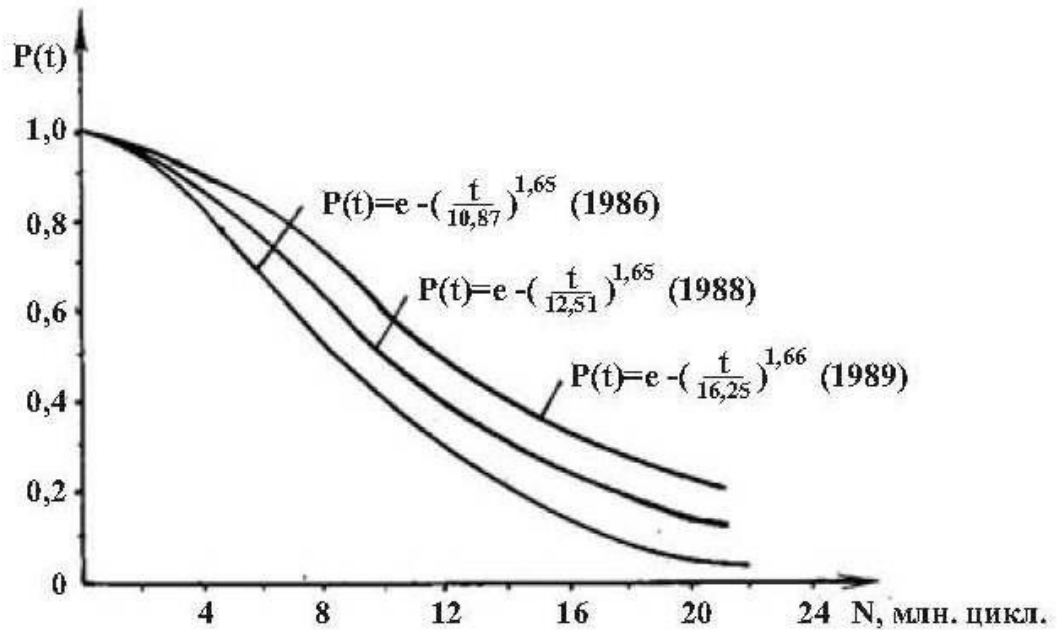


Рисунок 1.7 - Криві ймовірності безвідмовної роботи сталевих насосних штанг (обриви по тілу) по НГВУ "Долина нафтогаз" в різні роки

На основі проведеного аналізу і розрахунків на ЕОМ визначені параметри надійності для всіх трьох виборок:

для першої — інтенсивність відмов $\lambda = 1,074 \cdot 10^{-7}$ цикл⁻¹,

для другої — інтенсивність відмов $\lambda = 1,105 \cdot 10^{-7}$ цикл⁻¹,

для третьої — параметр форми $\beta = 1,65$, параметр масштабу $\eta = 10,88 \cdot 10^6$, коефіцієнт лінійної кореляції $R = 0,991$.

Третю групу наробітків розбили на окремі підгрупи, які відповідали відмовам штанг по тілу в 1986, 1988 і 1989 роках. Для всіх цих сукупностей наробітків визначили параметри розподілів, які наведені на рис. 1.7.

Інтенсивність відмов визначали як умовну ймовірність відмови неремонтованого об'єкта за формулою

$$\lambda(t_i) = \frac{n_i}{N_i \cdot \Delta t_i}, \quad (1.7)$$

де n_i — кількість відмов в відповідному інтервалі часу Δt_i ;

N_i — кількість колон, які знаходяться в справному стані на час t_i при умові, що обірвані штанги не відновлюються.

Крива інтенсивності відмов штангових колон в часі має три характерні ділянки. Період приробки I , коли в колону при наробітку $t = 0$ вводиться велика кількість однорідних деталей (штанг, муфт, штоків), які можуть мати технологічні дефекти, монтажні дефекти і т.п. Після виходу з ладу штанг з дефектами в період приробки (до 1,5-2 млн. циклів) інтенсивність відмов знижується і в другому періоді (II) нормальної експлуатації вона майже постійна або ледь підвищується за рахунок накопичення втомних пошкоджень. При цьому інтенсивність відмов штанг по тілу трохи вища, ніж інтенсивність відмов всіх деталей колони (враховуючи муфти, штоки і т.п.). Крива $\lambda(t) - N$ відмов штанг по тілу не має першої характерної ділянки, що можна, мабуть, пояснити відносно меншою кількістю обривів штанг по причині наявності дефектів в тілі в першому періоді приробки. Таким чином, основною причиною таких обривів в першому періоді може бути або недостатній момент згвинчування штанг з муфтами, або дефекти в різьбі чи муфтах, або відносно невелика міцність полірованих штоків.

Приблизно після 20 млн. циклів навантаження (що відповідає 5...6 рокам роботи) в штангах накопичуються експлуатаційні дефекти (тріщини корозійної втоми, спрацювання муфт і штанг, пітінги, корозія і т.п.), які викликають різке підвищення інтенсивності відмов приблизно в 3-5 раз.

Після настання III періоду необхідно проводити дефектоскопію всієї колони, її перебору з заміною окремих штанг чи повну заміну.

Крива інтенсивності відмов для третьої групи відмов має аналогічний вигляд, що й крива другої групи.

Для в'яснення впливу приведенного напруження в верхньому перерізі колони штанг на ймовірність руйнування її елементів всі відмови були розбиті на 4 діапазони діючих напружень:

1-50-60 МПа, 2-70-80 МПа, 3-90-100 МПа, 4-110-140 МПа.

В кожному діапазоні напружень визначили ймовірність безвідмовної роботи залежності від кількості циклів навантаження штанг.

Результати розрахунків приведені на рис. 1.8 з якого випливає, що в першому періоді роботи штанг (приблизно до 2,5 млн. циклів) з збільшенням навантаження на полірований шток ймовірність безвідмовної роботи колон різко знижується, тобто при:

$$\sigma_{np} = 50 - 60 \text{ МПа } P(t) = 0,8; \sigma_{np} = 70 - 80 \text{ МПа } P(t) = 0,65;$$

$$\sigma_{np} = 90 - 100 \text{ МПа } P(t) = 0,57; \sigma_{np} = 110 - 140 \text{ МПа } P(t) = 0,50.$$

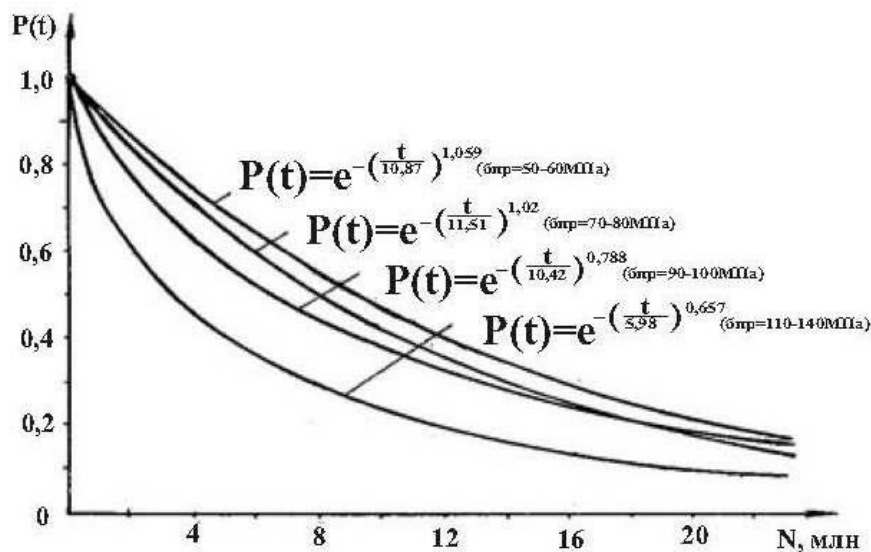


Рисунок 1.8 - Криві ймовірності безвідмовної роботи сталевих насосних штанг та функції розподілу Вейбула для різних величин приведенного напруження у верхньому перерізі колони

Аналогічним чином в перший період роботи значно зростає інтенсивність відмов з підвищенням навантаження в верхньому перерізі колони, циклів⁻¹:

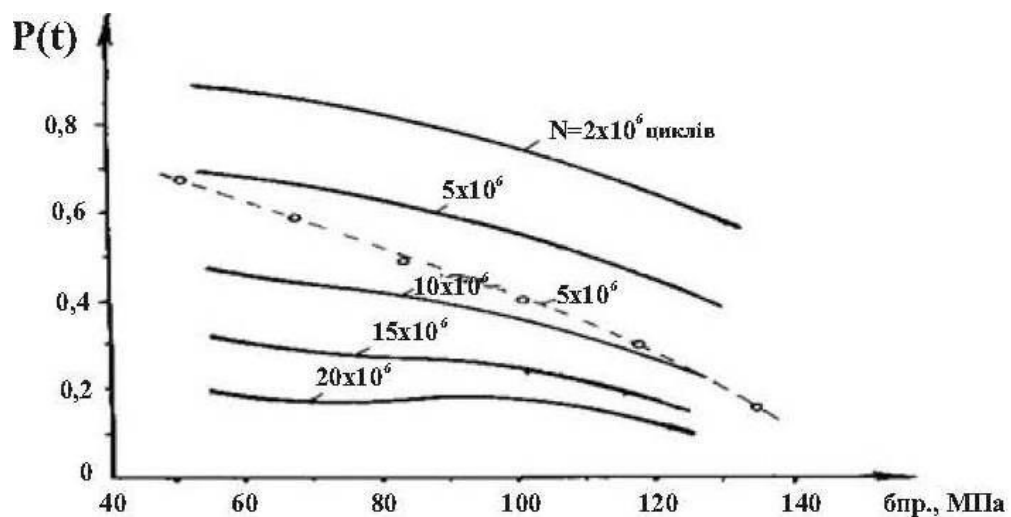
$$\lambda_{50-60} = 0,88 \cdot 10^{-6}; \lambda_{70-80} = 1,23 \cdot 10^{-6};$$

$$\lambda_{90-100} = 1,12 \cdot 10^{-6}; \lambda_{110-140} = 1,37 \cdot 10^{-6}.$$

Основною причиною вищевказаної закономірності є, мабуть, вплив технологічних дефектів і монтажних дефектів на пониження надійності штанг з підвищенням навантажень на полірований шток в початковому періоді їх роботи [33-36].

В наступні періоди (до 10-15 млн. циклів) підвищення навантаження на головку балансира майже не впливає на величину ймовірності безвідмовної роботи $P(t)$. Після 15 млн. циклів навантаження значення $P(t)$ понижується до 0,1...0,2 і при цьому обриви трапляються на більших глибинах, в силу вступають чинники тривалої корозійної дії і руйнування штанг виникає від повздовжніх навантажень згину при ході колони вниз.

На рис. 1.9 показані залежності ймовірності безвідмовної роботи насосних штанг від величини приведенного напруження, які показують зменшення їх чутливості від навантаження з ростом тривалості роботи колон в свердловині.



_____ промислові дані; ----- дані лабораторних випробувань

Рисунок 1.9 - Залежність ймовірності безвідмовної роботи сталевих насосних штанг від величини приведеного напруження при різних на робітках до відмови, виражених кількістю циклів навантаження N

Інтенсивність відмов насосних штанг незначно зростає при збільшенні величини приведенного напруження з 50-60 МПа до 90-100 МПа і описується рівнянням лінійної регресії

$$\lambda = 7,25 \cdot 10^{-8} + 3,75 \cdot 10^{-10} \sigma_{np}. \quad (1.8)$$

Проте, при досягненні величини $\sigma_{np} = 100$ МПа інтенсивність відмов різко зростає і рівняння лінійної регресії має вигляд

$$\lambda = 2,17 \cdot 10^{-9} \sigma_{np} - 9,9 \cdot 10^{-8}. \quad (1.9)$$

Такий характер зміни величини інтенсивності відмов з ростом напружень в точці підвісу штанг ідентичний залежності середньої кількості обривів в рік одного комплекту штанг від величини приведенного напруження [35].

Результати статистичної обробки наробітків насосних штанг (обриви по тілу, різьбі і полірованому штоці) наведені в табл.1.5. Отримані результати можуть бути корисними при проектуванні колон насосних штанг і при виборі допустимого приведенного напруження в верхньому перерізі колони штанг, величина якого для Долинського нафтопромислового району становить 100 МПа.

Таким чином, проведений аналіз надійності дозволив визначити основні параметри надійності штангових колон, а саме:

- середню довговічність колони, яка досягає 18-20 млн. циклів; (слід зазначити, що середній ресурс штангової колони за даними Лепехіна Ю.Н. [36] в умовах Західного Сибіру складає 15,8 млн. циклів);
- середній наробіток штангової колони на відмову, який не перевищує 10 млн. циклів; (за Лепехіним Ю.М. наробіток на відмову складав в Сургуті — 5,58 млн циклів, в Стрежевому — 8,88 млн циклів, в Ураї — 12,44 млн. циклів);

— інтенсивність відмов колон, яка складає $(0,9-1,4) \cdot 10^{-6} \text{ ц}^{-1}$.

Таблиця 1.5 – Результати статистичної обробки наробітків деталей штангових колон в НГВУ "Долинанافتогаз" (обриви штанг по тілу, різьбі та полірованому штоці).

Характеристика	Величина приведенного напруження в точці підвісу колони насосних штанг $\sigma_{пр}$, МПа			
	50 - 60	70 - 80	90 - 100	110 - 140
Середній наробіток	11,454	8,081	8,873	7,282
Медіана	9,96	7,155	7,875	4,210
Мода	9,37	6,730	7,77	3,37
Середнє геометричне відхилення	8,629	5,465	4,794	9,596
Дисперсія	47,632	33,787	59,358	54,845
Середньо-квадратичне відхилення	6,901	5,813	7,704	7,406
Стандартна похибка середнього	2,182	1,554	2,059	2,618
Мінімальний наробіток	0,929	0,30	0,42	0,605
Максимальний наробіток	22,18	22,81	21,34	17,6
Розмах наробітків	21,251	22,51	20,92	16,995
Нижній квартиль	8,77	4,66	1,81	0,85
Верній квартиль	15,16	11,37	14,25	14,965
Міжквартильний розмах	6,39	6,71	12,44	14,115
Коефіцієнт асиметрії	0,156	1,116	0,557	0,645
Стандартизований коефіцієнт асиметрії	0,202	1,705	0,851	0,745
Коефіцієнт ексцесу	-0,612	2,093	-1,089	-1,684
Стандартизований коефіцієнт ексцесу	-0,395	1,599	-0,832	-0,972

Підвищення навантаження на головку балансира з 50-60 МПа до 70-80 і далі до 110-140 МПа різко (на 20-30%) понижує ймовірність безвідмовної роботи колони в початковий період її роботи, що викликано в першу чергу впливом технологічних дефектів і незадовільним кріпленням штанг з муфтами.

Отримані результати дозволяють обґрунтувати періодичність профілактичного огляду колон, їх дефектоскопію і заміну.

Сучасна наука про міцність і руйнування матеріалів розробляє теоретичні основи процесів деформування і руйнування тіл в екстремальних умовах експлуатації, якими можуть бути, наприклад, свердловинні умови (складний напружений стан деталей, фізико-хімічна дія агресивних середовищ, наявність гострих концентраторів напружень - різьб, тріщин і т.п.). Останнім часом досягнуто суттєвих результатів у розробці методів розв'язування крайових задач математичної теорії тріщин і обчислення значень коефіцієнтів інтенсивності напружень (КІН) для різних випадків навантаження і конфігурації тіла, а також у створенні методик визначення характеристик тріщиностійкості матеріалів [42].

Визначення кількісних показників опору матеріалу росту тріщини (в тому числі циклічної тріщиностійкості) — важлива задача механіки руйнування матеріалів (МРМ), яка дозволяє вибирати матеріали для конструкцій, встановлювати допустимі умови їх експлуатації і визначати їх ресурс.

Результати корозійно-втомних випробувань деталей нафтогазового обладнання представляють собою випадкові величини, тому оцінку характеристик опору втомі необхідно проводити з врахуванням розсіювання їх довговічності.

Процес втомного руйнування описується рівняннями кривої втоми, які мають вигляд [38]

$$N = \frac{Q}{\sigma} \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma - \sigma_{zp}}{V_o} \right) - 1 \right]^{-1} \right\}, \quad (1.12)$$

$$N = N_{\sigma} \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma - \sigma_{zp}}{V} \right) - 1 \right]^{-1} \right\}, \quad (1.13)$$

а також функцією нормального розподілу границі витривалості

$$\sigma_r = \sigma_{r \min} + t S_{\max}, \quad (1.14)$$

де N — кількість циклів до руйнування;

σ — амплітуда змінного напруження циклу;

Q, V_0 — параметри кривої втоми згідно рівняння (1.12);

σ_{zp} — значення межі витривалості, яке відповідає ймовірності неруйнування P ;

N_σ, V — параметри кривої втоми згідно рівняння (1.13), які характеризують відповідно кількість циклів до точки нижнього перегину і кут нахилу лівої вітки кривої втоми;

σ_{zmin} — нижня межа інтервалу довіри для середнього значення межі витривалості;

S_{max} — верхня межа інтервалу довіри для середньоквадратичного відхилення значень меж витривалості;

t — квантиль нормального розподілу, який відповідає ймовірності неруйнування P .

Між параметрами рівнянь (1.12) і (1.13) для сукупності однотипних виробів існують наступні залежності:

$$Q = N_\sigma \sigma_{zp}, \quad (1.15)$$

$$V_0 = \sigma_{zp} V / (\sigma_{zp} - V). \quad (1.16)$$

Обробка експериментальних даних проводилась на ЕОМ, в результаті якої отримані чисельні значення параметрів Q, V_0, σ_{zp} , а також значення:

- мінімальної необхідної бази випробувань — $N_\sigma = Q / \sigma_{zp}$;
- фактична база, яка повинна бути рівною чи більшою за необхідну ($N_\phi > N_\sigma$);

- довірчі інтервали математичного очікування межі витривалості

$$M[\sigma_m] = \sigma_m \pm t_1 S \sqrt{n};$$
- середньоквадратичне відхилення межі витривалості S і довірчий інтервал для нього $z_1 S < S < z_2 S$;
- коефіцієнт варіації межі витривалості $V_u = S/\sigma_r$;
- оцінка точності апроксимації α .

За допомогою знайдених теоретичних значень параметрів Q, V_o, σ_r були побудовані теоретичні криві втоми, які відповідають математичному очікуванню σ_r , його верхнім і нижнім довірчим значенням $\sigma_r \pm t_1 S \sqrt{n}$. Координати точок відповідних кривих вираховували на ЕОМ. Прикладом отриманої кривої втоми може служити рис. 1.10.

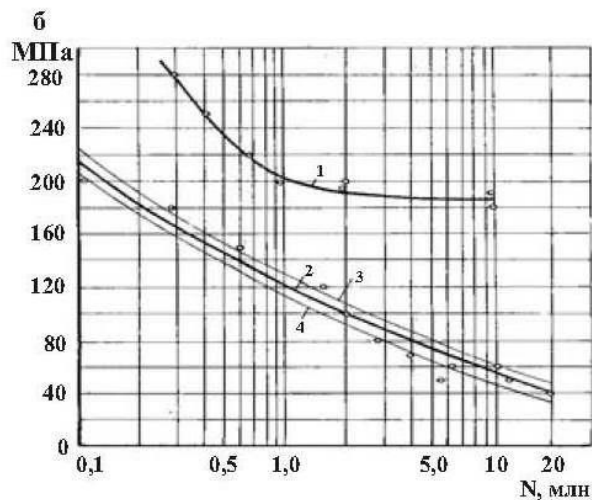


Рисунок 1.10 - Крива втоми (1) і корозійної втоми (2) насосних штанг діаметром 22 мм з сталі 20Н2М з кривими інтервалів довіри для середнього значення границі корозійної витривалості

Проведена обробка даних натурних випробувань штанг. Рівняння Почтенного Є.К. практично не застосовували до цього часу для опису результатів корозійно-втомних випробувань, особливо натурних об'єктів.

За результатами випробувань натурних штанг діаметром 22 мм з сталі 20Н2М в повітрі і корозійному середовищі розраховані на ЕОМ характеристики

втоми ($\sigma_r = 187,6$ МПа, $Q = 8,9 \cdot 10^6$ МПа·цикл, $V_o = 170,7$ МПа) і корозійної втоми ($\sigma_{rK} = 14,2$ МПа, $Q = 56,7 \cdot 10^6$ МПа·цикл, $V_{oK} = 55,74$ МПа). Як видно з рисунка, результати корозійно-втомних випробувань добре описуються за допомогою рівняння (1.9), що дозволяє зробити висновок про можливість використання рівняння для опису кривих корозійної втоми. На рис. 1.10 також побудована теоретична крива корозійної втоми, яка відповідає математичному очікуванню σ_r , його нижньому і верхньому значенням довіри.

Досвід застосування рівнянь (1.9) і (1.10) показує, що при обробці результатів втомних досліджень друге рівняння дає добрі оцінки середнього значення межі витривалості, але занижені оцінки середньо-квадратичного відхилення. Це рівняння є більш простим для складання програм на ЕОМ, а параметри цього рівняння є більш наочними. Проте для більш точної статистичної оцінки необхідно користуватись рівнянням (1.9).

1.5 Втомні характеристики насосних штанг з склопластика

Для визначення працездатності насосних штанг із ПКМ розроблена методика натурних випробувань на втому [50].

Дослідження здійснювали за розробленою методикою, яка передбачає використання дослідних зразків, вирізаних із готових виробів – склопластикових труб із внутрішнім діаметром 110 мм і товщиною стінки 7 мм. Їх витримували в середовищі 5% HCl, 10% HCl, 15% HCl, нафті Долинського родовища при кімнатній температурі та на відкритому повітрі (дія сонячного випромінювання, атмосферних опадів). Механічні випробування при статичному розтязі на розривній машині МР-50 проводилися після закінчення терміну витримки кожного зразка у відповідному середовищі через 7,2 години, 72 год. (3 доби), 720 год. (30 діб) та 7200 год. (300 діб). Окремо визначався вплив зміни концентрації кислоти у разі однакової витримки 7200 годин (300 діб).

Для випробувань використовувались такі конструкції зразків (рис.1.11):

- склопластиковий зразок для виробництва штанг діаметром 22 мм, фрезерований з двох сторін на довжину 150 мм, товщину 15 мм;
- склопластиковий зразок для виробництва труб, який вирізаний з тіла труби, має загальну довжину 250 мм; довжина робочої частини становить 100 мм, її товщина – 7 мм, а ширина – 20 мм;
- базальтопластиковий зразок довжиною біля 100 мм з робочою частиною завдовжки 40 мм та діаметром 7 мм;
- конструкції насосних штанг для випробувань на розривній машині та при циклічному згині: зразок мав довжину близько 400 мм і складався з тіла склопластикової штанги, з'єднаного із сталевими головками різної довжини (вкорочені та подовжені – посилені). Сталеві головки в місцях з'єднання з тілом пластика обтискалися певними зусиллями, встановленими за регламентом заводу -виробника.

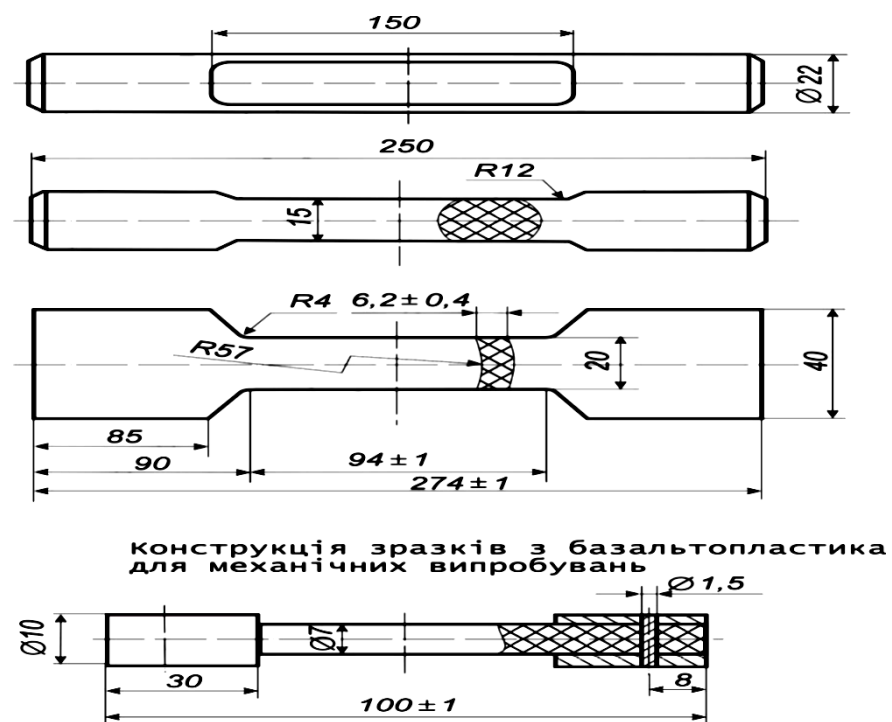


Рисунок 1.11 - Зразки для випробувань склопластикових насосних штанг та труб із ПКМ

Довговічність сталевих штанг порівняно зі склопластиковими у разі високих навантажень більша та менша – для низьких навантажень. У випадку випробувань в емульсіях (пластова вода+нафта) границя втоми при великих базах випробування у штанг із ПКМ була на 20–30% вищою, ніж у сталевих.

Витривалість склопластикових насосних штанг, які працювали у мінералізованій воді, для високих напружень є нижча від витривалості цих штанг у разі роботи в емульсії з пластової води та нафти.

Випробування базальтопластикових стрижнів проводились на повітрі та в емульсіях різного складу: 5%-,10%-,15%- розчини соляної (HCl) кислоти разом із нафтовою емульсією (50% пластової води) навпіл.

Місце руйнування склопластикових штанг знаходиться на віддалі 8–10 см від кромки сталевий головки та характеризується інтенсивним розшаруванням склопластику. У разі пониження амплітуди змінних напружень місце поломки локалізується безпосередньо в місце з'єднання тіла з головкою (під сталевий бандаж на 3–5 см) і зумовлене протіканням інтенсивних процесів фреттінга із-за різниці модулів пружності сталі і композиту. При цьому розщеплення волокон не спостерігається. Поверхні зламу горбисті. За напружень, які дорівнюють границі витривалості, руйнування тіла штанг не спостерігалось.

Наведемо границі витривалості при базовому числі циклів 10 млн. та 50% ймовірності неруйнування для базальтопластикових стрижнів у таких робочих середовищах: повітря – 60 МПа; нафтова емульсія з 5% розчином HCl – 60 МПа; нафтова емульсія з 10% розчином HCl – 60 МПа; нафтова емульсія з 15% розчином HCl – 60 МПа.

Особливо небезпечною для склопластикових штанг є робота в умовах циклічного згину. Стискаючі навантаження, які діють на колону штанг, можуть призвести до спіралевидного згину низу колони та циклічних згинаючих напружень. Найбільші значення останніх локалізуються за 200 мм за головкою штанги. Зазначимо, що найчастіше поломки сталевих і склопластикових насосних штанг по тілу відбуваються в цьому місці. В склопластикових

штангах спочатку відбувається руйнування полімерного сполучника, а потім обриви окремих волокон. Зруйнований таким чином склопластиковий стрижень важко надається проведенню ловильних робіт. На рис. 1.12 показано типову поломку тіла склопластикової штанги у випадку дії на колону стискаючих навантажень.

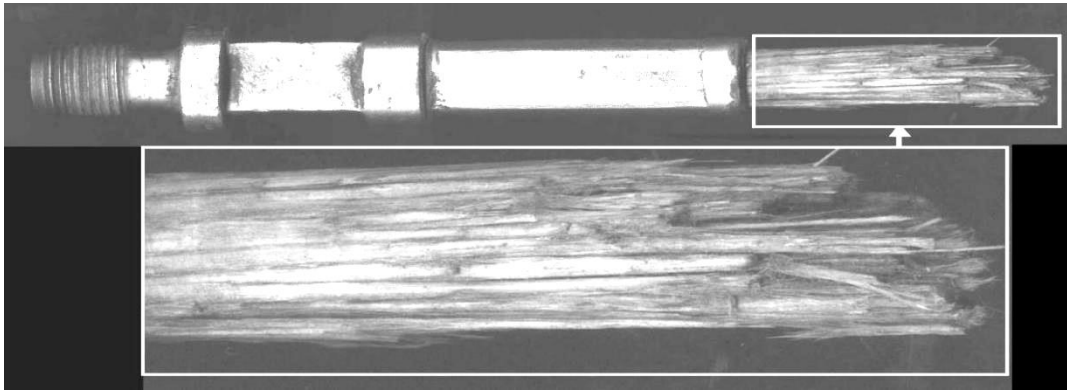
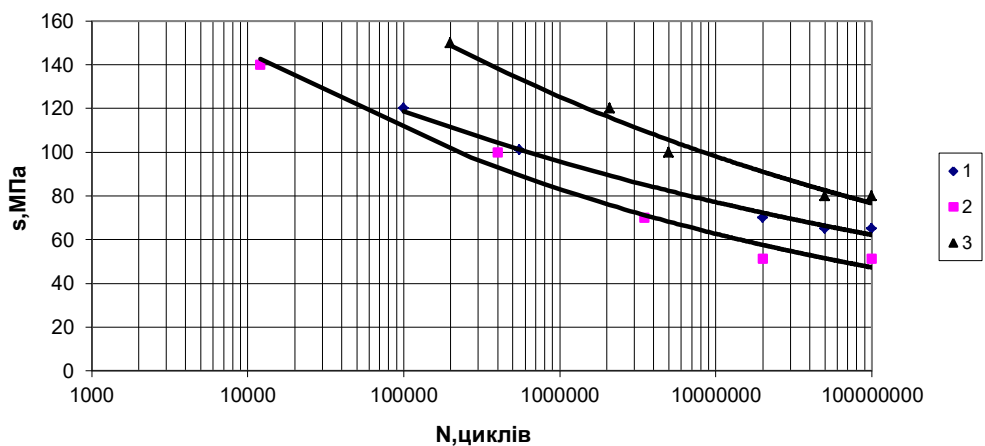


Рисунок 1.12 - Типова поломка тіла склопластикової штанги



1 – для полімерних композитних матеріалів посиленої конструкції в нафті з 10% НСІ; 2 – для полімерних композитних матеріалів звичайної конструкції у пластовій воді з нафтою; 3 – у мінералізованій пластовій воді.

Рисунок 1.13 - Діаграми втомної міцності склопластикових насосних штанг при круговому згині

Досліджено склопластикові насосні штанги на опір втомному руйнуванню при круговому згині. Випробування зразків із насосних штанг звичайної і посиленої конструкції проводили у таких робочих середовищах:

пластова вода з нафтою, мінералізована пластова вода, нафта і 10% кислоти HCl. Отримані криві (рис. 1.13) корозійної втоми і виявлені границі корозійної втоми: для ПКМ звичайної конструкції в пластовій воді з нафтою – 70 МПа, в мінералізованій пластовій воді – 65 МПа, для ПКМ посиленої конструкції в нафті з 10% HCl – 98 МПа.

1.6 Постановка задачі досліджень

Найбільш розповсюдженим з механізованих способів видобутку нафти є штанговий глибиннонасосний. Так, для НГВУ “Долинанафтогаз” це близько 98% усіх свердловин, для НГВУ “Надвірнанафтогаз” - 40 %. Численні обриви насосних штанг, обриви й розриви трубопроводів, на ліквідацію яких витрачається багато часу і значні кошти, на сучасному етапі вимагають використання більш надійних і працездатних, із збільшеним терміном служби конструкцій. Значного зниження витрат на обслуговування таких свердловин можна досягти, якщо обладнати їх сучасними штангами з ПКМ.

Штанги мають вирішальне значення в тому, що їхня відмова змушує всю систему виходити з ладу, і вони є динамічними елементами, саме тому, що вони знаходяться постійно в прискореному русі. Вони також працюють в суворих умовах високих температур, агресивних хімічних речовин і при високих навантаженнях, особливо при ході вверх. Звичайні сталеві штанги відносно важкі, з масою від 1,5 до 3,5 кг/м для часто використовуваних розмірів. Вага сталевих стрижнів часто в 2-3 рази більша за вагу рідини, що піднімається. Сталь уразлива до корозії, втоми і корозійного розтріскування під напруженням. Скловолокнисті і вуглеволокнисті насосні штанги мають вагу приблизно рівну третині сталеві штанги, і мають кращу корозійну стійкість, але їх модуль пружності складає четверту частину модуля пружності штанг із сталі, що призводить до значних видовжень при розтягу. Вони також мають структурну вразливість до стиску при втраті стійкості. Безперервні сталеві

насосні штанги усувають місця багатьох відмов від втоми, усуваючи різьбові з'єднання ніпель-муфта, але проблеми ваги і корозійного пошкодження залишаються. Крім того, безперервні сталеві штанги вимагають спеціального обладнання для підземного ремонту свердловин, ускладнюючи виконання ремонтних робіт. Як прямий результат всіх цих ускладнень, відмови штангових колон є одним з найбільш поширених причин підземних ремонтів та простою штангової насосної установки. Існує можливість застосувати сучасні матеріали для виготовлення насосних штанг, щоб вирішувати ці проблеми.

У нафтогазовій промисловості для виготовлення насосних штанг, як правило, використовують сталь. Досвід іноземних фірм, які останні роки застосовують склопластикові насосні штанги, свідчить про ряд переваг таких штанг над сталевими: збільшення корозійної стійкості, зниження ваги колони насосних штанг, підвищення продуктивності, зменшення максимального навантаження на полірований шток, зменшення мінімального навантаження, зменшення крутного моменту та споживання електроенергії. Одним із недоліків склопластикових насосних штанг є ненадійне з'єднання композиційного стрижня зі сталевими головками.

Тому, дане дослідження спрямоване на визначення втомних характеристик насосних штанг з полімерних композитів та підвищення їх працездатності. Завдяки даній роботі планується створити нові з'єднання тіла насосної штанги зі сталевією головкою, підібрати нові матеріали з покращеними втомними характеристиками.

Мета дисертаційної роботи полягає у підвищенні працездатності насосних штанг з полімерних композитів на основі досліджень їх напружено-деформованого стану та шляхом розроблення нових конструкцій з'єднань.

Для досягнення поставленої мети необхідно:

1. Провести аналіз причин відмов насосних штанг, існуючих методик оцінки їх працездатності та довговічності.

2. Провести випробування насосних штанг з ПКМ з забезпеченням відтворення особливостей їх напружено-деформованого стану та вивчення закономірностей росту втомних тріщин.
3. Дослідити вплив конструктивних особливостей колон, сформованих зі сталевих і склопластикових насосних штанг, на їх динамічну поведінку з метою підвищення працездатності.
4. Визначити напружено-деформований стан з'єднання склопластикового тіла та сталеві головки і його втомні характеристики за умов дії згину та осьового навантаження та дослідити вплив дефектів в нових та відпрацьованих штангах з ПКМ на їх напружено-деформований стан.
5. За результатами аналітичних та експериментальних досліджень вдосконалити конструкції з'єднань насосних штанг, провести аналіз їх напружено-деформованого стану з метою підвищення їх працездатності.

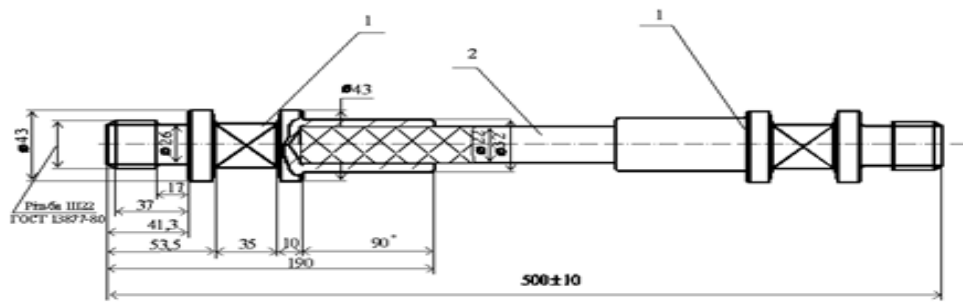
РОЗДІЛ 2

МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

2.1 Машини та установки для випробувань на втому матеріалів та натурних насосних штанг з полімерних композитів

Використання в сучасній нафтогазовидобувній промисловості нового композиційного матеріалу – склопластику для виготовлення відповідальних деталей при видобутку нафти – насосних штанг обумовило ряд проблем, пов'язаних із нестабільністю технології їхнього виробництва і, як наслідок, нестабільністю характеристик міцності деталей, що випускаються. Поломки, які виникають при видобутку нафти, істотні витрати на уловлювання уламків зі свердловини та ремонт устаткування спонукали до пошуку способу оцінювання і контролю міцності деталей, що випускаються. Одним із шляхів вирішення цієї задачі є розробка методик випробування, неруйнівного діагностування і прогнозування міцності насосних штанг. Нижче приведені декілька випробувальних машин, їхні характеристичні дані.

Для визначення втомних характеристик насосних штанг з ПКМ використана методика натурних випробувань [65]. В її основу покладено випробування спеціального зразка довжиною 420-500 мм (рис. 2.1), який повністю зберігає конфігурацію головки та тіла штанги в зоні найбільш небезпечної ділянки з точки зору руйнування виробу. Зразки навантажують круговим консольним згином у повітрі чи корозійному середовищі і визначають характеристики обмеженої втоми на основі побудованої кривої втоми (залежності числа циклів навантаження до руйнування від амплітуди циклічних напружень). Отримані дані використовують для порівняльної оцінки втомної міцності полімерних штанг у різних середовищах, а також з сталевими штангами.



1 – сталева головка штанги, 2 – тіло штанги з ПКМ

Рисунок 2.1 - Зразок насосної штанги з ПКМ для випробувань на втому

Склад матеріалу штанг наступний:

ровінг із скляних ниток (ГОСТ 17139-79);

смола епоксидна ЕД-20 (ГОСТ 10587-84);

отверджувач - ангідрид ізо-метилтетрагідрофталевої кислоти /ізоМТГФА/
(ТУ 6-02-594-80);

поліетиленполіамін /ПЕПА/ (ТУ 6-02-594-80).

Механічні властивості зразків $\varnothing 22$ мм вказані в таблиці 2.1. Як робоче середовище використовували пластову воду з нафтопромислу підприємства «Долинанaftогаз» ПАТ «Укрнафта»:

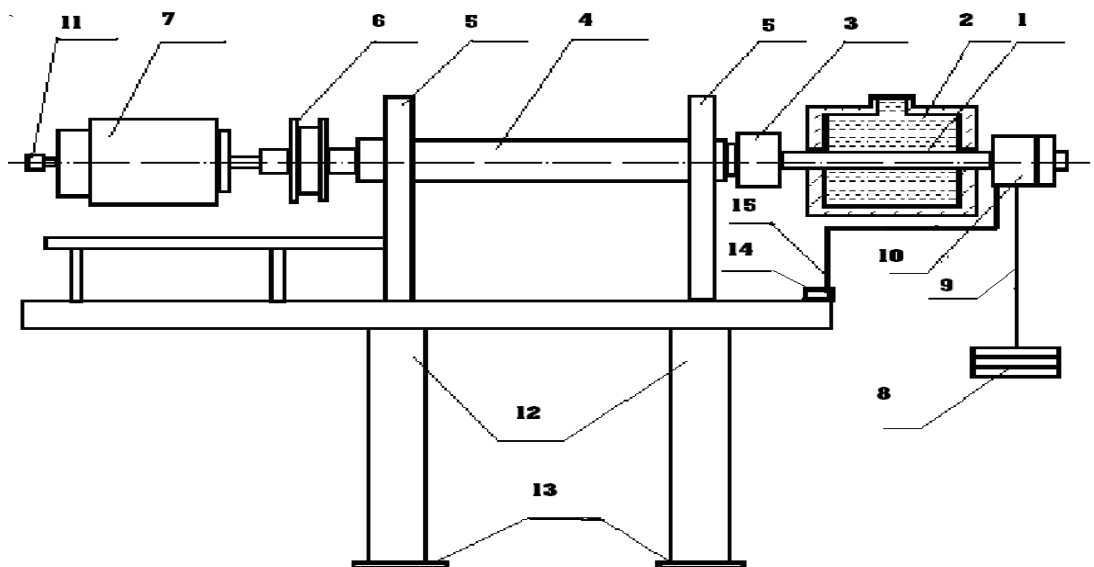
мінералізація 106596 мг/л, рН 7,08; аніони (в мг/л) – 63968 Cl^{-1} , 207 SO_4^{-2} , 293 HCO_3^{-1} , решта CO_3^{-2} ; катіони (в мг/л) – 37512 ($\text{K}^{+} + \text{Na}^{+1}$, 4008 Ca^{+2} , 608 Mg^{+2} , 50 $\text{Fe}_{\text{заг.}}$) та 5, 10, 15 % розчини соляної кислоти.

Таблиця 2.1 – Механічні характеристики натурних зразків склопластикових насосних штанг

Механічні параметри	Числове значення
1. Допустиме напруження на розтяг, МПа	187
2. Модуль пружності тіла, ГПа	53
3. Границя міцності на розрив зразка, МПа	560
4. Границя міцності на розрив тіла, МПа	1200
5. Граничне напруження зсуву тіла, МПа	560
6. Густина матеріалу, кг/м^3	1900

Зразки випробували на установці ЗКШ-25 [35], принципова схема якої наведена на рис. 2.2. Зразок 1 з камерою 2 для робочого середовища закріплюють в цанговому затиску 3 вала 4, який обертається на опорах кочення, вмонтованих в стояках 5. Вал з'єднаний за допомогою пальцевої муфти 6 з електродвигуном 7. Зразок навантажується вантажами 8, які кладуться на тарілку підвіски 9 навантажувальної головки 10. Для реєстрації числа циклів навантаження встановлений лічильник 11. Установка змонтована на рамі 12 з амортизаційними подушками 13. В момент зламу зразка електродвигун вимикається за допомогою вимикача 14, який натискається важелем 15.

Установка забезпечує проведення досліджень на втому і корозійну втому насосних штанг діаметром 16, 19, 22, 25 мм при частоті навантаження 15,2 Гц.



- 1 – зразок; 2 – камера для робочого середовища; 3 – цанговий затискач;
 4 – вал; 5 – стояки; 6 – пальцева муфта; 7 – електродвигун; 8 – вантажі;
 9 – підвіска; 10 – навантажувальна головка; 11 – лічильник; 12 – рама;
 13 – амортизаційні подушки; 14 – вимикач; 15 – важіль

Рисунок 2.2 - Установка для натурних випробувань насосних штанг на втому при консольному згині

Установку періодично зупиняли для визначення довжин втомних тріщин в з'єднаннях склопластикового чи гібридного тіла та сталеві головки. Довжини тріщин вимірювали штангенциркулем з точністю до 0,1 мм.

Окремі випробування проводили на установках:

1. ІМА – 5 – випробування на втому при чистому симетричному згині [35].
2. Установки по випробування на розрив (розривна машина МР-50 та прилади для контролю деформацій).
3. Установа для випробування на циклічний асиметричний розтяг гібридної насосної штанги з головкою (рис. 2.3).



Рисунок 2.3 - Стенд для випробування на втомну міцність гібридних насосних штанг за циклічного розтягу

Для порівняння доцільним стає визначення впливу середовища з плинном часу на стійкість вітчизняних склопластикових матеріалів виробництва ТзОВ «Компласт», які були використані для виробництва експериментальної партії штанг. При їх виготовленні використовувались такі основні матеріали:

ровінг із скляних ниток (ГОСТ 17139-79);
 смола епоксидна ЕД-20 (ГОСТ 10587-84);
 отверджувач - ангідрид ізо-метилтетрагідрофталевої
 кислоти/ізоМТГФА/(ТУ 6-02-594-80);
 поліетиленполіамін /ПЕПА/ (ТУ 6-02-594-80).
 Фізико - механічні властивості матеріалу склопластикових штанг показані
 в таблиці 2.2.

Дослідження проводились за власною розробленою методикою, яка передбачає використання дослідних зразків, вирізаних з готових виробів – склопластикових штанг. Їх витримували в середовищі води та 3% розчині NaCl. Механічні випробування при статичному розтязі на розривній машині МР-50 проводились після закінчення терміну витримки кожного зразка у відповідному середовищі.

Таблиця 2.2 – Фізико - механічні властивості матеріалу вітчизняних склопластикових штанг

Параметри	Одиниця виміру	Норма
1. Густина матеріалу	кг/м ³	1800-2100
2. Руйнуюче напруження, не менше:		
- при стисненні (вздовж осі)	МПа	150
- при осьовому розтязі	МПа	330
- при міжшаровому зсуві	МПа	20
3. Модуль пружності, не менше	МПа	20000
4. Водовбирання при t=20 ± 2 ⁰ С після 24 годин перебування в дистильованій воді, не більше	%	0.7
5. Питомий об'ємний електричний опір, не менше	Ом· м	1·10 ¹²

Конструкції насосних штанг для випробувань на розривній машині та при циклічному згині: зразок мав довжину коло 400 мм і складався з тіла склопластикової штанги, з'єднаного із сталевими головками. Сталеві головки в місцях з'єднання з тілом пластика обтискались певними зусиллями, встановленими регламентом заводу-виготовлювача.

2.2 Зразки для випробувань матеріалів та натурних насосних штанг на втому та особливості їх випробувань

Зразки, програма і методика їх хімічних і механічних випробувань розроблена для проведення досліджень насосних штанг з полімерно-композиційних матеріалів лабораторією кафедри нафтогазового обладнання сумісно з фірмою “Шашистілвокс” (Китай) згідно технічного завдання. До цього сортаменту слід віднести в першу чергу насосні штанги з склопластика українського виробництва, китайського виробництва та насосних штанг з вуглепластика і гібридні.

Проведення хімічних і механічних випробувань необхідно для визначення хіміко-механічних характеристик склопластикових насосних штанг і підтвердження можливості заміни ними сталевих, характерних розтягуючих зусиль і згинаючих моментів; перевірки на хімічну і корозійну стійкість при дії технологічних рідин (нафтогазоводяних сумішей, розчинів для кислотних обробок) з наступними механічними випробуваннями.

Метою поведення випробувань є наступне:

Визначення величин розтягуючих напружень, які виникають в поперечному перерізі зразків, вирізаних з штанг, від дії розтягуючої сили.

Встановлення деформаційних характеристик при розтязі зразків з ПКМ.

Визначення характеру руйнування зразків з ПКМ при дії на них розтягуючої сили.

Дослідження із зразками з ПКМ проводились в лабораторіях кафедри нафтового обладнання ІФНТУНГУ та на заводі фірми “Шашистілвокс” (Китай). Умови для проведення досліджень в лабораторіях відповідають вимогам, які дозволяють провести запланований комплекс випробувань.

В ході проведення лабораторних досліджень здійснюється контроль наступних параметрів:

- величина прогину кінцевої точки зразків з штанг з ПКМ.
- одиниця виміру в системі СІ - метр. Контроль ведеться за допомогою індикатора циферблатного типу КН ГОСТ 577-68.
- величина деформації зразків з ПКМ при їх розтязі на розривній машині МР-50.
- руйнуюче розтягуюче зусилля, що діє на зразки з ПКМ при випробуваннях на розривній машині МР-50.

Випробування труб проводяться в наступному порядку:

Підготовка зразків, вирізаних з труб з ПКМ

Підготовка експериментальної установки МР-50 для проведення випробувань.

Інструктаж з техніки безпеки персоналу, залученого до проведення випробувань.

Проведення випробувань згідно розробленої методики (див. нижче).

Обробка результатів випробувань.

Методика проведення випробувань проводиться згідно плану проведення випробувань.

Перед початком проведення робіт складається план випробувань, який включає в себе:

- вирізання зразків з штанг згідно розмірів, вказаних на кресленні; відрізання;
- вимірювання діаметрів, довжин штанг;

- підготовка зовнішньої та фрезерованої поверхні штанги для наклепки тензорезисторів;
- наклепка тензорезисторів за прийнятою технологією, просушування і покриття тензорезисторів лаком;
- розпайка тензорезисторів на поверхнях штанги і вивід кабеля від внутрішніх тензорезисторів;
- навантаження зразків штанг на стенді з визначеним порядком зростання зусилля;
- виведення на робочий режим станції "СИИТ-3" згідно інструкції з експлуатації;
- підключення масиву тензорезисторів з допомогою кабельних ліній до блоку дистанційного релейного переключення і до вимірювального блоку;
- реєстрація "нульових" показників всіх тензорезисторів;
- вимірювання деформації при дії на зразки штанг з ПКМ згинаючої сили;
- гідроциліндром створюється згинальне навантаження і вимірюється значення відповідної деформації в заданому діапазоні зміни інтенсивності викривлення штанги;
- розвантаження і вимірювання деформації тензорезисторів при зменшенні кривизни штанги (зворотній порядок);
- вимірювання деформації при дії на зразки штанг розтягуючої сили.
- створення осьового зусилля розтягу гідроциліндром і вимірювання деформації тензорезисторів при ступеневій зміні величини осьової сили;
- розвантаження і вимірювання деформації при зменшенні осьової сили;
- вимірювання деформації в тілі штанги при підвищеній температурі та одночасній дії розтягуючого і згинаючого навантаження. З метою визначення ціни поділки проводиться підбір і тарування тензорезисторів з допомогою консольної балки за загальноприйнятою методикою.

Для станції "СИИТ-3" і тензодавачів типу 2ПКБ-20-200ГБ коефіцієнт тарування для визначення деформації становить 1.

Методика механічних випробувань зразків з ПКМ при статичних і циклічних навантаженнях викладена нижче.

Механічні випробування зразків з ПКМ при статичному навантаженні проводили на розривній машині МР-50. Випробували склопластиковий зразок для виробництва штанг був вирізаний з тіла штанги і мав загальну довжину 250 мм та довжину робочої частини 100 мм.

Корозійні середовища

Для випробування зразків з ПКМ (насосних склопластикових штанг, гібридних зразків та з вуглепластика) використовувались наступні середовища:

сухе повітря (45% відносної вологості при 25-30°C), прісноводне і мінералізоване середовища.

Руйнування композитів розглядали на різних рівнях (Рис.2.4).



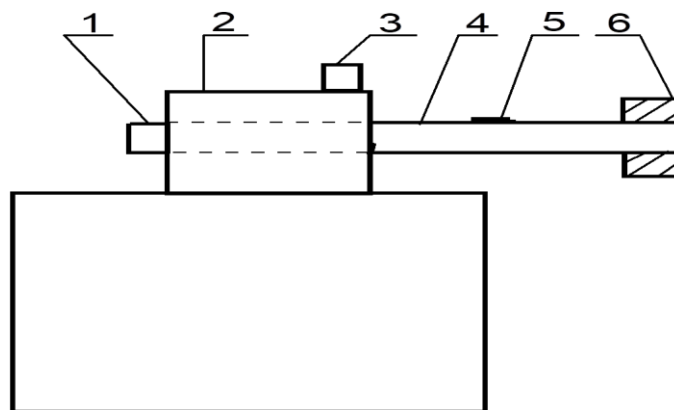
Рисунок 2.4 - Рівні руйнування полімерних композитів

2.3 Методика випробувань відпрацьованих натурних насосних штанг з контролем втомного руйнування методом акустичної емісії

2.3.1 Вибір місць розміщення давачів на об'єктах досліджень

Відрізки відпрацьованих на стендах штанг, а також зразки матеріалів, з яких виготовлені ці штанги, були розроблені кафедрою нафтогазового обладнання Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу та фірмою “Шашістілвокс” (Китай). Досліджувади зразки насосних штанг, які при випробуваннях на втому не зруйнувалися при проходженні базового числа циклів, рівного 10 млн, та не мали тріщин втоми. Для проведення втомних випробувань з контролем акустичною емісією розроблено і виготовлено спеціальне пристосування [68]. За допомогою його випробувані зразки консольно закріплювалися у самому пристосуванні. Воно, в свою чергу, встановлювалося, центрувалося і кріпилося до столу вібростенда.

Випробування здійснювали на резонансній частоті, яка відповідає першій формі коливань. Передбачалося, що тензодавачі доцільно встановлювати в



1 – вібростенд; 2 – кріпильне пристосування; 3 – давач АЕ; 4 – випробовуваний зразок; 5 – тензодатчик; 6 – металева втулка

Рисунок 2.5 - Схема установки для динамічних випробувань штанг

місця закріплення випробуваних зразків у кріпильному пристосуванні, щоб вимірювати максимальні напруження. Проте, у процесі експерименту давачі постійно виходили з ладу внаслідок великих напружень. Тоді дійшли до висновку, що їх необхідно наклеювати на деякій відстані від місця закріплення зразка, щоб зняти діюче в них напруження. Дослідним шляхом були визначені місця кріплення тензодавачів для кожного з випробовуваних зразків.

Давачі акустичної емісії (АЕ) спочатку встановлювалися безпосередньо на зразках у місцях їхнього защемлення. Проте, вони постійно випромінювали сигнали АЕ, мабуть, через виникнення тертя між торцем давача і поверхнею деталі при циклічному деформуванні останньої. З огляду на це їх довелося перенести та установити на кріпильному пристосуванні безпосередньо над місцем защемлення (див. рис.2.5).

2.3.2 Хід експерименту і його результати

Випробування проводилися при коливаннях зразків за першою формою. До задання амплітуди коливань здійснювали випробування зразків на статичну міцність з метою визначення їхніх деяких механічних характеристик.

Дослідження зразків діаметром 7 мм на статичну міцність виконували в такий спосіб: зразок закріплювався в захопленнях машини ИР 5057-50 і розтягувався до руйнування. У момент розриву зразка фіксувалася величина сили і за її значеннями визначалася межа міцності за формулою

$$\sigma_{\sigma} = \frac{P}{F}, \quad (2.1)$$

де P – сила в момент розриву зразка, F – початкова площа поперечного перерізу зразка.

Одержали таке середнє значення межі міцності: $\sigma_{\sigma} \approx 211$ МПа.

Випробування зразків на втомну міцність виконували на вібростенді ВЕДС-200 з записом сигналів від давачів опору й акустичної емісії. На зразок (відрізок штанги) наклеювався тензодавач (давач опору) з базою 10 мм, а давач АЕ (П-113) установлювався на кріпильному пристосуванні, щоб позбутися від перешкод. Роль вантажу для одержання великих напружень виконувала металева втулка на кінці відрізка штанги слугувала вантажем для одержання великих напружень.

Після установки зразка в кріпильне пристосування прилади збиралися в блок-схему (див. рис. 2.4) і налаштовувалися.

Випробування здійснювали в такий спосіб:

1. Тарування тензодавача.

2. На кінець закріпленого зразка поміщали вантаж вагою 50 Н (металева втулка) і на стрічці осцилографа фіксували відхилення променя (мм), що відповідало напруженню σ у місці закріплення. Напруження обчислювали за такою формулою

$$\sigma = \frac{Pl}{W_0} = \frac{50 \cdot 380}{1,06 \cdot 10^3} = 2,57 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}, \quad (2.2)$$

де P – вага вантажу (Н); l – довжина зразка (мм);

$W_0 = 0,1d^3 = 0,1 \cdot 22^3 = 1,06 \cdot 10^3 \text{ мм}^3$ – осьовий момент опору перетину; d – діаметр зразка (мм).

2.3.3 Визначення власної частоти коливань зразка

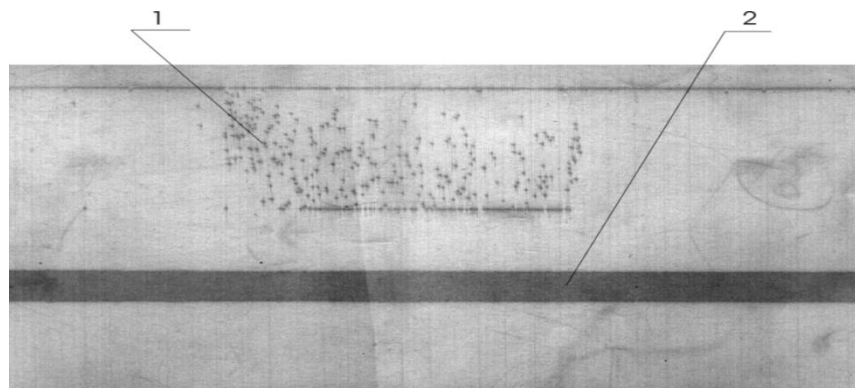
По закріпленому зразку виконували удар і сигнали від тензодавача записувалися на стрічку осцилографа. За цим записом, знаючи величину швидкості руху стрічки, визначали власну частоту. Для зразка діаметром 22 мм вона становила 24 Гц.

2.3.4 Опір втомному руйнуванню

Вібродендом зразку задавалися максимально можливі прискорення. Для досліджуваного зразка ці прискорення дорівнюють 4,5g. У процесі випробувань на стрічці осцилографа записувалися амплітуда напруження і сигнали АЕ. Величина амплітуди напруження становила $50 \text{ Н}\cdot\text{мм}^{-2}$.

Зазначимо, що втомні випробування забирають значний час. Тому швидкість протягання стрічки осцилографа з записом сигналів від датчика АЕ і тензодатчика встановлювалася мінімальною від можливої – 0,5 мм/сек. Резонансна частота коливань зразка діаметром 7 мм складала 24 Гц.

Типовий вигляд стрічки з записом напруження і сигналів АЕ в момент появи сигналів АЕ показано на рис. 2.6.



1 – запис сигналу від датчика АЕ; 2 – запис сигналу від тензодатчика

Рисунок 2.6 - Приклад запису сигналів від датчика АЕ і тензодатчика

Як видно з рис. 2.6, після появи сигналів АЕ напруження дещо падає (приблизно на 10–15%), а потім сигнали АЕ припиняються. Ця обставину можна пояснити появою мікротріщин, їх розвитком. У цьому випадку твердість зразка знижується і задана йому вібродендом частота коливань уже не є резонансною, а тому знижується напруження і припиняється емісія. Потім

режим резонансних випробувань відновлявся шляхом коректування частоти і посилення амплітуди коливань; напруження відновлювалися. Далі якийсь час на стрічці утримувалися заданий рівень напруження і емісія, а потім усе повторювалося і так до поломки зразка. Зразок витримав приблизно 110900 циклів навантажень при напруженні 38 МПа. При цьому емісія різко зростала приблизно при 109 тисяч циклів і до руйнування відбулося ще 1760 циклів за напруження 20 МПа.

Аналогічно здійснювали випробування на втому (при $\sigma = 50$ МПа) зразків штанг діаметром 22 мм з сталевими перевідниками.

Зразок запису сигналів АЕ і напруження наведені на рис. 2.7. У такий спосіб виявлено, що задовго до катастрофічного руйнування з'являються сигнали АЕ, як попередження про початок процесу втомного руйнування. Через деякий час (різний для різних зразків матеріалів і рівня змінних напружень) спостерігається падіння заданого раніше напруження через зниження власної частоти коливань зразка внаслідок зниження твердості (унаслідок розвитку мікротріщини).

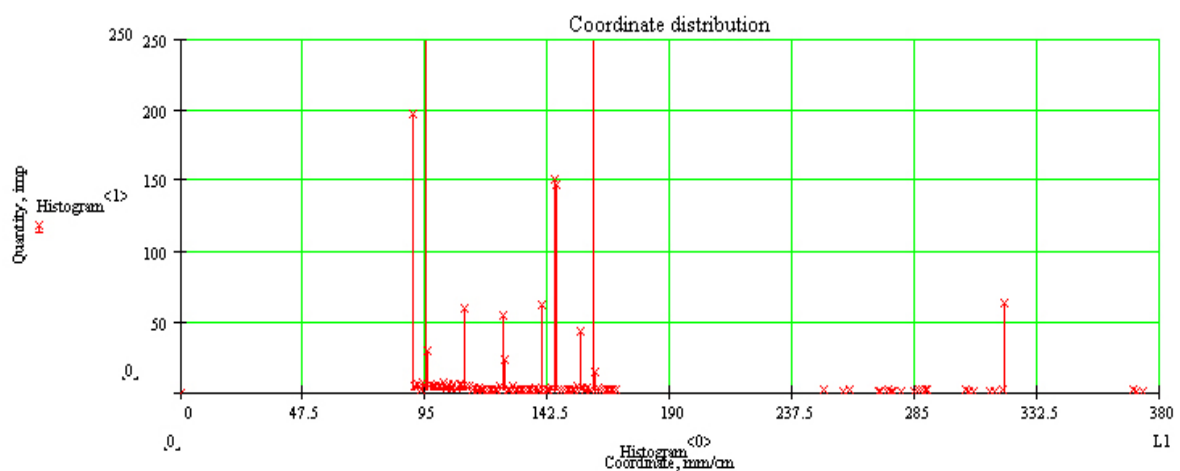


Рисунок 2.7 - Осцилограма запису сигналу АЕ

Принадгдно зазначити, що зразки натурних насосних штанг не руйнувалися протягом 150 годин випробувань, тобто 14690000 циклів після появи сигналів АЕ при контрольній фіксації тензорезистором напруження в 50

МПа. Це свідчить про високу здатність насосних штанг із композиційного матеріалу чинити опір змінним напруженням, а також про можливість використання методу АЕ для неруйнівного контролю та прогнозування міцності натурних деталей [69-76], тобто для своєчасного попередження про наближення небезпечних станів досліджуваних чи працюючих деталей.

Висновки до розділу 2

1. Розроблена методика неруйнівного діагностування і прогнозування міцності деталей з склопластика, яка дозволила оцінювати і контролювати міцність, втомні характеристики та закономірності росту втомних тріщин в насосних штангах з ПКМ. Завдяки цьому можна позбутися ряду проблем, пов'язаних із нестабільністю технології виробництва склопластикових насосних штанг, уникнути поломок, які виникають при видобуванні нафти, істотних витрат на уловлювання уламків зі свердловини та ремонт устаткування .

2. Для проведення хімічних і механічних випробувань, необхідних для визначення хіміко-механічних характеристик склопластикових насосних штанг, розроблено методику з характерним навантаженням їх зусиллями розтягу і моментами згину.

3. Розроблена методика випробувань склопластикових насосних штанг на втому з використанням методу акустичної емісії, яка дає можливість проведення неруйнівного контролю та прогнозування міцності штанг для своєчасного попередження наближення небезпечних станів досліджуваних деталей.

РОЗДІЛ 3

ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО- ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ З'ЄДНАНЬ НАСОСНИХ ШТАНГ З ПОЛІМЕРНИХ КОМПОЗИТІВ

3.1 Повздовжні коливання колони насосних штанг з полімерних композитів

Багато нафтових свердловин з склопластиковими колонами насосних штанг мають довжини ходу плунжера більші ніж ходи полірованого штока в верхній частині колони [65]. У багатьох випадках збільшений видобуток нафтової суміші реалізуються завдяки ходам плунжера, які на 20–50% більші за відповідні довжини ходу полірованого штока. Це явище звичайно обумовлене перебігом плунжера насоса, яке виникає під дією сил прискорення при ході штанг вниз, які витягують (подовжують) відносно пружну склопластикову штангу. Однак перебіг плунжера обумовлений динамічним розгоном, що виникає тоді, коли склопластикова колона штанг працює близько до її першої гармонічної повздовжньої частоти вільних коливань.

Стосовно механічних характеристик склопластикових колон насосних штанг опубліковано мало праць [66,67]. В окремих випадках їх розраховували з використанням рівнянь для розрахунку частоти власних коливань сталевих колон штанг. Оскільки це рівняння було виведене для довгого тонкого стрижня з рівномірно розподіленою масою та характеристиками жорсткості, то воно не може бути застосованим до склопластикової колони насосних штанг, яка поєднує як склопластикові, так і сталеві штанги. Верхня частина (50–90%) цих колон складається з склопластикових штанг, тоді як нижні секції складаються з сталевих насосних штанг. У тих випадках, коли проєктант вважає, що необхідно встановити додаткову масу, секції обважнених штанг розташовують в нижній частині штангової колони.

Більшість склопластикових колон штанг спроектовані за допомогою комп'ютерної програми, в основу досліджень тут покладено хвильове рівняння, описане Джіббсом [110]. До тих пір, поки оператор програми зрозуміє вплив різних чинників на поведінку системи, використання цих програм для проектування склопластикових насосних штанг з метою досягти оптимального видобутку нафти може спричинити серію повторюваних спроб та помилок. Проте, коли вплив частоти власних коливань колони і ваги рідини буде осмислений, проектування склопластикових штанг повинно бути простим.

Характеристика (робота) колони штанг склопластик/сталь може бути змодельована простою механічною коливною системою типу пружина/маса. Власна частота системи пружина/маса є частота вільних коливань маси, коли на неї не діють зовнішні сили. Це є частота коливань, яка виникає, коли маса, підвішена на пружині, переміщена, а потім відпущена, дозволяючи масі вільно вібрувати. Резонанс настає, коли вимушені коливання (стрясаючи або масу або фіксований кінець пружини) рівні власним коливанням системи. При резонансній частоті простої системи пружина/маса переміщення привідного кінця пружини збільшується і поширюється, викликаючи велике переміщення маси.

В змодельованій простою механічною коливною системою типу пружина/маса пружина моделює повздовжні пружні склопластикові штанги, маса імітує важчі сталеві штанги, підвішені нижче склопластикових штанг, а збуджуюча сила прикладена до полірованого штока верстата-качалки. Коли привідна частота системи (робоча частота верстата-качалки) наближається до першої гармоніки власної частоти штангової колони, поверхневий хід викликає збільшений хід плунжера, який є більшим за довжину ходу полірованого штока.

Система насосних штанг відрізняється від простої системи пружина/маса в плані перебігу плунжера насоса, оскільки система містить масу рідини, яка не підіймається при ході плунжера вниз. Тому пружні штанги натягуються

(видовжуються) при ході ввєрх, щоб компенсувати дію цього додаткового навантаження. Це приводить до проблеми нелінійної вібрації, яка зменшує довжину ходу плунжера пропорційно до маси рідини.

Як буде показано далі, власна частота коливань колони штанг та видовження штанг від маси рідини більш значні в випадку склопластикових, ніж сталевих штангових колон.

Власна частота колони штанг

Вібрація штангових колон досліджується за допомогою коливного рівняння[102,110]

$$\frac{Eg}{\rho} \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial L_r^2} = \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \quad (3.1)$$

Позначення вказаних в формулі символів наведено на сторінці 74.

Рівняння (3.1), яке отримане з закону Гука, описує пружність штанги

$$\frac{\partial u}{\partial L} = \frac{F}{AE} \quad (3.2)$$

Для штанги з масою та пружністю рівномірно розподіленою по її довжині, перша повздовжня гармоніка власних коливань дорівнює

$$\omega_n = \frac{\pi}{2L_r} \sqrt{\frac{Eg}{\rho}} \quad (3.3)$$

Беручи до уваги, що швидкість поширення напруження (або звукової хвилі)

$$v = \sqrt{\frac{Eg}{2L_r}} \quad (3.4)$$

для першої частоти власних коливань отримано вираз

$$\omega_n = \frac{v\pi}{2L_r}, \quad (3.4a)$$

або в ходах за хвилину для сталеві колони з $v = 4978$ м/с

$$N_0 = \frac{245000}{L_r}. \quad (3.4b)$$

Наведене тут рівняння використовується для опису *власної частоти прямої колони штанг* [111] (стандарт АНІ). Для сталеві колони штанг ця власна частота коливань знаходиться в діапазоні від 25 ходів/хв для колони довжиною 3050 м до 80 ходів/хв для колони довжиною 915 м. Хоча проект АНІ описує проектні частоти, які відповідають 60% резонансної [116], більшість сталевих колон працюють при частотах нижче 40% від резонансної.

У випадку склопластикові колони маса і пружність не є рівномірно розподілені вздовж всієї довжини. Більше того, значна частота жорсткості колони реалізується в склопластикові частині, а 70–80% маси зосереджена в сталевих штангах в об'язненому низу колони. Якщо хвильове рівняння розв'язане з концентрованою масою m на кінці штанги, тоді перша гармоніка власної частоти становить

$$\omega_n = \sqrt{\frac{AF}{mL_r}}. \quad (3.5)$$

Оскільки жорсткість штангової колони $K = AE/L$, то

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K}{m}}. \quad (3.5a)$$

Отже, отримуємо класичне рівняння, яке використовується для системи з одним ступенем вільності, що складається з маси, підвешеної на пружині без маси.

Дійсна загальна жорсткість пружини-колони повинна бути обчислена з поправкою

$$K_t = \frac{1}{\frac{1}{K_f} + \frac{1}{K_s}}, \quad (3.56)$$

де значки f і s відносяться до різних секцій колони (склопластикова і сталева).

Ця загальна жорсткість пружини повинна бути використана для відношення $F_0 / L_s K$ та для розрахунку видовження.

Беручи до уваги те, що склопластикова секція штангової колони містить значну частину загальної маси колони, рівняння (3.5а) повинно враховувати додаткову масу m_f . Для простої системи пружина / маса з пружиною, яка має кінцеву масу значно меншу ніж підвішена маса, Джекобсен та Айр [112] показали, що власна частота коливань може бути обчислена за допомогою формули

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K}{m_s + M(m_f)}}, \quad (3.6)$$

де константа M змінюється між 1/3 та 1/2 залежно від відношення маси пружини до загальної маси системи. Наше моделювання показує, що не тільки маса склопластикової секції штанг впливає на масу системи, а й потрібно враховувати жорсткість склопластикових штанг K_f та сталевих штанг K_s .

Рівняння (3.6) було отримане за допомогою створеної комп'ютерної програми для обчислення власної частоти коливань широкого діапазону склопластикових / сталевих насосних штанг

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K_t}{m_s + 0,3m_f}}, \text{ де } K_t = \frac{1}{\frac{1}{K_f} + \frac{1}{5K_s}}. \quad (3.7)$$

Перетворюючи цей вираз в кількість ходів за хвилину, отримаємо

$$N_0 = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{K_t}{m_s + 0,3m_f}}. \quad (3.8)$$

Хоча співвідношення (3.8) є тільки першим наближенням, найбільша похибка між власною частотою колони склопластик/сталь, отримана за допомогою нього, і частотою пікової амплітуди, обчислена з використанням спеціально розробленої комп'ютерної програми, не перевищувала 2%.

У вказаних формулах використано наступні символи:

A - площа поперечного перерізу тіла штанги, м^2 ;

E - модуль Юнга, Па;

F - сила (Н);

F_0 – вага рідини над плунжером насоса, Н;

g – прискорення вільного падіння (гравітаційна константа), $\text{м}/\text{с}^2$;

K – жорсткість штангової колони, Н/м;

K_f – жорсткість склопластикової частини колони, Н/м;

K_s - жорсткість сталевий частини колони, Н/м;

K_t – жорсткість комбінованої штангової колони, Н/м;

L_{dhp} – довжина ходу плунжера, м;

L_r – довжина штангової колони, м;

L_s – довжина ходу полірованого штока, м;

m – маса, кг;

m_f – маса склопластикової секції штанг, кг;

m_s - маса сталевий секції штанг, кг;

M – множинний показник;

N – частота ходів плунжера, ходів/хв;

N_0 – власна частота штангової колони, хв⁻¹;

t – час, с;

u – видовження штанг, м;

v – швидкість розповсюдження напруження в колоні, м/с;

ρ – густина, кг/м³;

ω – робоча частота, рад/с (с⁻¹);

ω_n – власна частота, рад/с (с⁻¹).

У табл. 3.1 наведено довжини колон та власні частоти кількох нафтових свердловин з склопластиковими штангами. Власні частоти для цих колон були обчислені за формулами (3.7). Заміряні власні частоти були одержані аналізом частот при дуже низькочастотних коливаннях, близьких до власних, що мають місце при нормальній роботі.

Таблиця 3.1 – Довжини штангових колон та частоти власних коливань для типових свердловин, які містять склопластикові штанги

Свердловина	Довжина колони, м	% склопластикових штанг	Частота відкачки (ходів за хвилину)	Власна частота коливань (х/хв)		$\frac{N}{N_0}$	$\frac{F_0}{L_s K}$
				Розрахункова	Виміряна		
1	2786	73,5	10,3	17,1	17,4	0,60	0,64
2	2814	54,5	9,5	15,1	15,4	0,69	0,56
3	2818	76,7	10,3	15,6	15,9	0,66	0,52
4	2790	66,0	10,2	16,0	16,8	0,64	0,53
5	1655	55,3	14,1	23,8	–	0,59	0,67

Розрахункові силові параметри штангової колони з в'язким деформуванням показані на рис. 3.1. Характеристики насосної системи, які

показані на рис. 3.1, не враховують навантаження, яке підіймається з ходом плунжера вверх. Тут параметри системи представлені як функція безрозмірних параметрів, використовуваних в стандарті АНІ [111] – RP11L. Абсциса є відношенням частоти насосної установки N до власної частоти штангової системи N_0 .

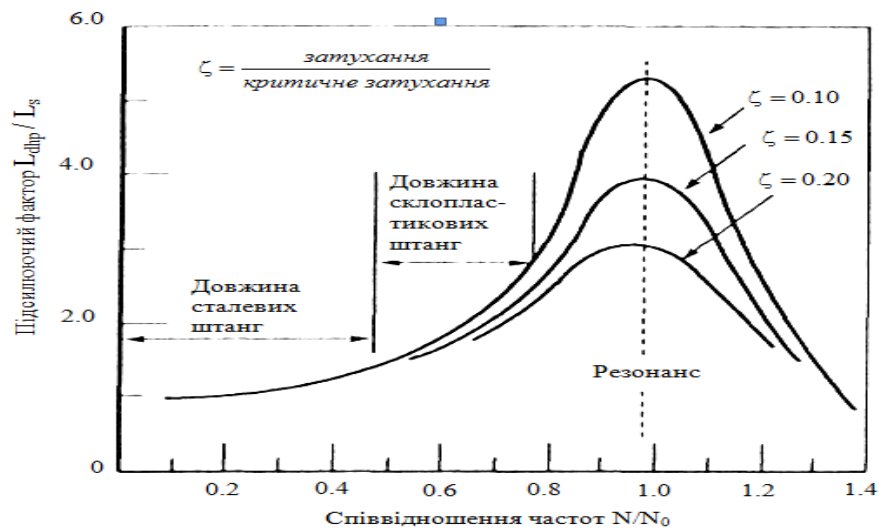


Рисунок 3.1 - Ефект впливу механічного резонансу на довжину ходу плунжера

Таким чином, коли $N/N_0 = 0,4$, то робоча частота установки складає 40% власної частоти колони. Ордината – це множинний фактор системи, який є відношенням ходу плунжера L_{dhp} до ходу плунжера в 1,5 рази більший за хід полірованого штока.

3.2 Визначення параметрів дисипації коливань колони насосних штанг з полімерних композиційних матеріалів

Важливою характеристикою динамічної поведінки колони насосних штанг є її здатність поглинати у незворотній формі деяку частину енергії коливань. Демпфуючі властивості колони насосної штанги, як механічної коливальної системи, зумовлюються в основному трьома групами дисипативних сил: силами внутрішнього тертя у матеріалі штанг; тертям

колони насосних штанг до внутрішніх стінок колони НКТ у в'язкому середовищі (опором зовнішнього середовища); тертям в ущільненнях та різьбових з'єднаннях (конструкційним демпфуванням).

При динамічних розрахунках колони насосних штанг дуже важливим є оцінка інтенсивності її коливань на перехідних режимах роботи ШСНУ, тому, що в більшості випадків на цих режимах протягом відносно невеликого проміжку часу збуджуються резонансні та навіолорезонансні коливання [113, 114]. Рівні таких коливань, як правило, можуть перевищувати коливання систем в експлуатаційних режимах [115, 116]. Досить частовисокі рівні коливань колони насосних штанг на перехідних режимах спричинюють появу пошкоджень в елементах колони та їх подальше руйнування внаслідок так званої “малоциклової втоми”. Розрахунки колони насосних штанг на перехідних режимах є, власне кажучи, частковим випадком розрахунків на випадковій навантаженні [117]. Задачу про коливання колони насосних штанг на перехідних режимах під дією малоциклового навантаження з достатньою точністю можна звести до розрахунку системи із скінченним числом степеней вільності [118, 119].

Дослідження динаміки колони насосних штанг на перехідних режимах є, власне кажучи, частковим випадком розрахунку механічної системи за умов дії випадкових навантажень [120]. Задачу про коливання колони насосних штанг на перехідних режимах під дією змінного навантаження з достатньою точністю можна звести до розрахунку системи із скінченним числом степеней вільності. Зважаючи на це, подальші дослідження проведено для умовно вертикальної триступеневої колони насосних штанг. Її змодельовано у вигляді механічної системи з трьома степенями вільності (рис. 3.2). Для цього прийнято наступні позначення параметрів системи насосних штанг:

- m_1, m_2, m_3 – маси першої, другої та третьої ступеней відповідно;
- y_1, y_2, y_3 – переміщення мас системи відповідно;

- k_1, k_2, k_3 – жорсткості ступеней, що приведені до точки підвісу колони, та з'єднань між ступенями відповідно;
- μ_1, μ_2, μ_3 – коефіцієнти демпфування коливань ступеней відповідно;
- $F_1(t), F_2(t), F_3(t)$ – зовнішні навантаження, прикладені до ступеней.

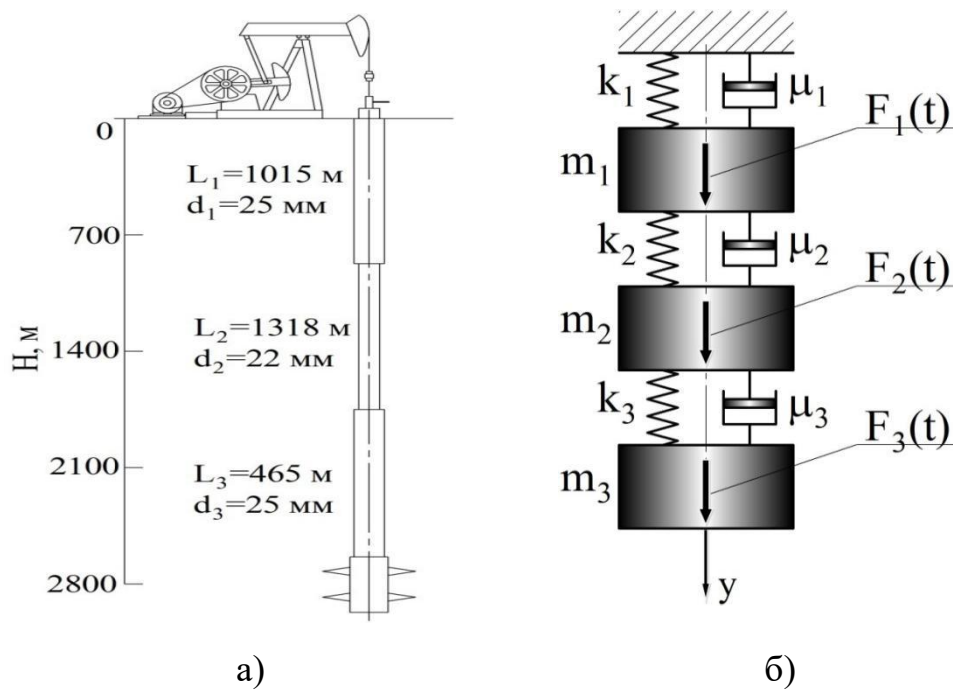


Рисунок 3.2 - Триступенева колона насосних штанг: а – компоновка; б – динамічна модель

З врахуванням основних принципів аналітичної механіки [112] для побудованої розрахункової схеми диференціальні рівняння руху матимуть вигляд

$$\begin{cases} F_1(t) = m_1 \frac{d^2 y_1}{dt^2} + \left(1 + 2\mu_1 \frac{d}{dt}\right) k_1 (y_1 - y_2); \\ F_2(t) = m_2 \frac{d^2 y_2}{dt^2} + \left(1 + 2\mu_2 \frac{d}{dt}\right) k_2 (y_2 - y_3) - \left(1 + 2\mu_1 \frac{d}{dt}\right) k_1 (y_1 - y_2); \\ F_3(t) = m_3 \frac{d^2 y_3}{dt^2} + \left(1 + 2\mu_3 \frac{d}{dt}\right) k_3 y_3 - \left(1 + 2\mu_2 \frac{d}{dt}\right) k_2 (y_2 - y_3). \end{cases} \quad (3.9)$$

Враховуючи природу коливного процесу колони насосних штанг функції переміщення та навантаження подамо у такому вигляді

$$y_i(t) = Y_{ai}(\omega)e^{i\omega t}, F_i(t) = F_{ai}(\omega)e^{i\omega t}, \quad (3.10)$$

де $y_i(t)$, $F_i(t)$ – амплітудні значення переміщень та сил i – ої ступені колони; ω – частота вимушених коливань.

Підставивши функцію сили та другу похідну за часом функції переміщення (3.9) у систему (3.8) після подальших перетворень отримаємо

$$\begin{cases} F_{a1} = -m_1\omega^2 Y_{a1} + (1 + 2\mu_1\omega i)k_1(Y_{a1} - Y_{a2}); \\ F_{a2} = -m_2\omega^2 Y_{a2} - (1 + 2\mu_1\omega i)k_1(Y_{a1} - Y_{a2}) + (1 + 2\mu_2\omega i)k_2(Y_{a2} - Y_{a3}); \\ F_{a3} = -m_3\omega^2 Y_{a3} - (1 + 2\mu_2\omega i)k_2(Y_{a2} - Y_{a3}) + (1 + 2\mu_3\omega i)k_3 Y_{a3}. \end{cases} \quad (3.11)$$

Визначник системи рівнянь (3.11) має вигляд

$$\begin{aligned} D(\omega) = & \left[-m_1\omega^2 + (1 + 2\mu_1\omega i)k_1 \right] \times \\ & \times \left[-m_2\omega^2 + (1 + 2\mu_1\omega i)k_1 + (1 + 2\mu_2\omega i)k_2 \right] \times \\ & \times \left[-m_3\omega^2 + (1 + 2\mu_2\omega i)k_2 + (1 + 2\mu_3\omega i)k_3 \right] - \\ & - \left[-m_1\omega^2 + (1 + 2\mu_1\omega i)k_1 \right] (1 + 2\mu_2\omega i)^2 k_2^2 - \\ & - \left[-m_3\omega^2 + (1 + 2\mu_2\omega i)k_2 + (1 + 2\mu_3\omega i)k_3 \right] (1 + 2\mu_1\omega i)^2 k_1^2. \end{aligned} \quad (3.12)$$

Останній вираз зручно записати у такому вигляді

$$\begin{aligned} D(\omega) \approx & m_1 m_2 m_3 (\omega^2 - 2\mu_{1f} p_1^2 \omega i - p_1^2) \times \\ & \times (\omega^2 - 2\mu_{2f} p_2^2 \omega i - p_2^2) (\omega^2 - 2\mu_{3f} p_3^2 \omega i - p_3^2), \end{aligned} \quad (3.13)$$

де μ_{1f} – коефіцієнт демпфування, що відповідає r -ій формі власних коливань;

γ_{ff} – дисипативний коефіцієнт;

p_i – частоти власних коливань;

ω – експлуатаційна частота.

Розкривши дужки у виразі (3.13), прирівнявши в отриманому виразі та у виразі (3.11) коефіцієнти при ωi та виключивши величини другого порядку малості, після перетворень запишемо таку систему рівнянь

$$\left\{ \begin{array}{l} \mu_{1f} + \mu_{2f} + \mu_{3f} = \mu_1 + \mu_2 + \mu_3; \\ m_1 m_2 m_3 [\mu_{1f} p_1^2 (p_2^2 + p_3^2) + \mu_{2f} p_2^2 (p_1^2 + p_3^2) + \mu_{3f} p_3^2 (p_1^2 + p_2^2)] = \\ = (\mu_1 + \mu_2) k_1 k_2 (m_1 + m_2 + m_3) + \\ + (\mu_1 + \mu_3) k_1 k_3 (m_1 + m_2) + (\mu_2 + \mu_3) k_2 k_3 m_1; \\ m_1 m_2 m_3 [\mu_{1f} p_1^2 + \mu_{2f} p_2^2 + \mu_{3f} p_3^2] = \\ = m_1 m_2 (\mu_2 k_2 + \mu_3 k_3) + m_1 m_3 (\mu_1 k_1 + \mu_2 k_3) + \mu_1 k_1 m_2 m_3. \end{array} \right. \quad (3.14)$$

Зробимо наступні позначення

$$\begin{aligned} A &= \mu_1 + \mu_2 + \mu_3; \\ B &= (\mu_1 + \mu_2) k_1 k_2 (m_1 + m_2 + m_3) + \\ &+ (\mu_1 + \mu_3) k_1 k_3 (m_1 + m_2) + (\mu_2 + \mu_3) k_2 k_3 m_1; \\ C &= m_1 m_2 (\mu_2 k_2 + \mu_3 k_3) + \\ &+ m_1 m_3 (\mu_1 k_1 + \mu_2 k_3) + \mu_1 k_1 m_2 m_3. \end{aligned} \quad (3.15)$$

Також зазначимо, що коефіцієнт згасання коливань ступеней колони із коефіцієнтом демпфування зв'язаний залежністю

$$\mu = 2n\eta. \quad (3.16)$$

Тоді, з урахуванням (3.16) та прийнятих позначень у (3.15), систему рівнянь (3.13) можна подати, як

$$\begin{aligned}
2(n_{1f}m_1 + n_{2f}m_2 + n_{3f}m_3) &= A; \\
2m_1m_2m_3[n_{1f}m_1p_1^2(p_2^2 + p_3^2) + n_{2f}m_2p_2^2(p_1^2 + p_3^2) + n_{3f}m_3p_3^2(p_1^2 + p_2^2)] &= B; \\
2m_1m_2m_3[n_{1f}m_1p_1^2 + n_{2f}m_2p_2^2 + n_{3f}m_3p_3^2] &= C.
\end{aligned} \tag{3.17}$$

Якщо з поміж коефіцієнтів μ_{1f} , μ_{2f} , μ_{3f} прийняти середнє значення $\mu_{rf} = (\mu_{1f} + \mu_{2f} + \mu_{3f})/3$, що відповідає r -ій формі власних коливань, то із (3.17) можна отримати наближену формулу для оцінки коефіцієнту демпфування

$$n_{rf} \approx \frac{\left[A \frac{m_1m_2m_3p_1^2p_2^2p_3^2}{p_r^2} + Cp_r^2 - B \right] (p_{1+Rem(r,3)}^2 - p_{1+Rem(r,3)}^2)}{m_1m_2m_3(p_2^2 - p_1^2)(p_3^2 - p_1^2)(p_3^2 - p_2^2)}, \tag{3.18}$$

де $Rem(r, 3)$ – залишок від ділення номера власної форми r на 3.

Основними коливаннями колони насосних штанг є поздовжні. Розсіювання енергії цих коливань відбувається внаслідок тертя штанг об НКТ у в'язкому середовищі та внутрішнього тертя в матеріалі штанг. Демпфування коливань колони через розсіювання енергії призводить до зменшення їх амплітуди та частоти. Тому інтенсивне демпфування поздовжніх коливань колони насосних штанг спостерігатиметься при постійній їхній дисипації. Ця особливість виражається прямою залежністю коефіцієнта демпфування μ_{rf} від коефіцієнта дисипації γ_{rf}

$$\mu_{rf} = \gamma_{rf} / (2\omega_0), \tag{3.19}$$

де ω_0 – експлуатаційна частота, що відповідає основній формі власних коливань.

Для тримасової механічної системи, що моделює коливання триступеневої колони насосних штанг на основі співставлення залежності

(3.18) і (3.19) формула для визначення коефіцієнту дисипації матиме наступний вигляд

$$\gamma_{if} = 4m\omega_0 \frac{\left[A \frac{m_1 m_2 m_3 p_1^2 p_2^2 p_3^2}{p_r^2} + C p_r^2 - B \right] \left(p_{1+Rem(r+1,3)}^2 - p_{1+Rem(r,3)}^2 \right)}{m_1 m_2 m_3 (p_2^2 - p_1^2) (p_3^2 - p_1^2) (p_3^2 - p_2^2)}. \quad (3.20)$$

Як видно із (3.20), коефіцієнт дисипації залежить від мас, частот власних коливань колони НШ та жорсткостей її ступеней. Частота власних коливань колони НШ залежить тільки від геометричних розмірів її ступеней, тоді як маса та жорсткість кожної ступені залежить від її геометричних розмірів та матеріалу. Тому дослідження зміни коефіцієнту дисипації для компоновок колон НШ різної жорсткості має важливе значення для забезпечення їх безрезонансної роботи.

Для подальших досліджень обрано триступеневу колону насосних штанг. Довжини та діаметри ступеней колони, укомплектованої сталевими штангами згідно [114], приведені нижче:

- перша ступінь – 3329 футів (1015 м) та 1 дюйм (25 мм);
- друга ступінь – 4325 футів (1318 м) та 0,875 дюйма (22 мм);
- третя – 1525 футів (465 м) та 1 дюйм (25 мм).

Колона насосних штанг забезпечує спуск насоса умовним діаметром 2,25 дюйма (56 мм) на глибину 9300 футів (2835 м). Враховуючи сучасні тенденції щодо використання насосних штанг з композитних матеріалів, аналітичні дослідження проведено для чотирьох варіантів комплектування триступеневої колони (табл. 3.2).

Таблиця 3.2 - Варіанти комплектування триступеневої колони насосних штанг

Ступінь колони	Матеріали ступеней для компоновок			
	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4
1	Сталь	Склопластик	Склопластик	Сталь
2	Сталь	Сталь	Склопластик	Склопластик
3	Сталь	Сталь	Сталь	Сталь

Подальші дослідження проведемо для триступеневої комбінованої колони насосних штанг укомплектованої склопластиковими та сталевими штангами, основні параметри якої приведені в таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 – Параметри триступеневої колони насосних штанг із склопластиковими та сталевими штангами

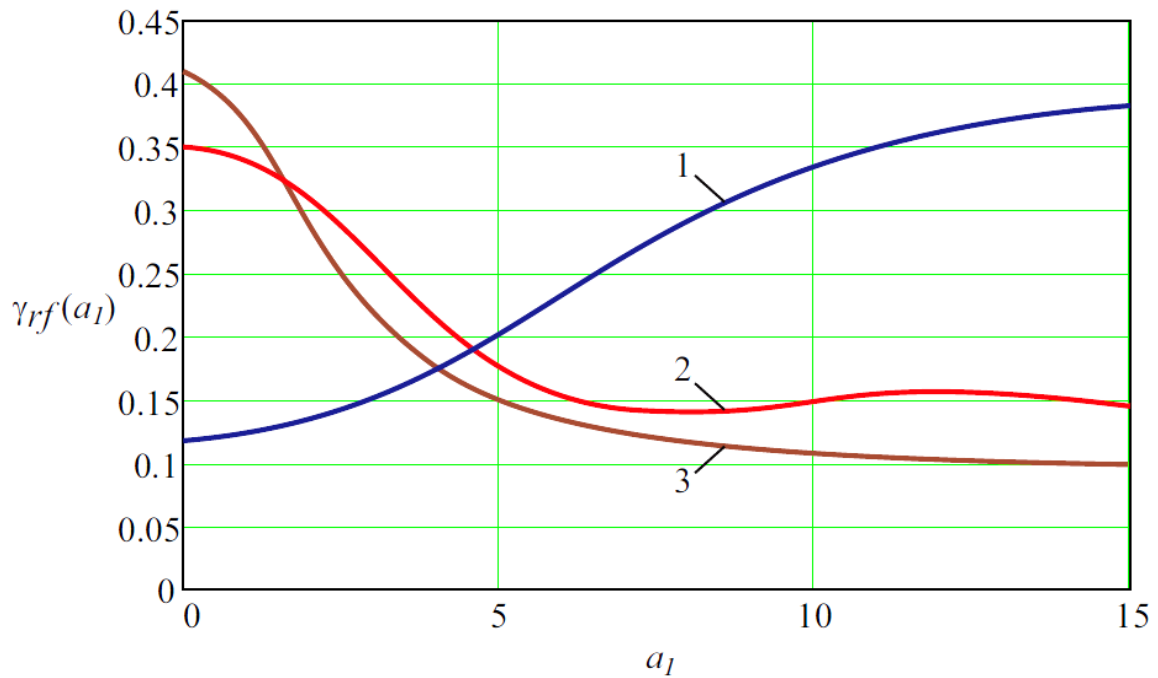
Ступінь колони	Матеріал	Довжина, м	Діаметр, мм	Маса, кг	Модуль пружності, Па	Жорсткість, Н/м
1	Склопластик	1015	25	1339,8	$0,5 \cdot 10^{11}$	$2,418 \cdot 10^4$
2	Сталь	1318	22	33345,4	$2,1 \cdot 10^{11}$	$6,057 \cdot 10^4$
3	Сталь	465	25	15391,5	$2,1 \cdot 10^{11}$	$2,217 \cdot 10^5$

Експлуатаційна частота поздовжніх коливань колони $\omega_0=0,398$ рад/с; частоти, що відповідають першій, другій та третій формі власних коливань колони насосних штанг $p_1=3,178$ рад/с; $p_2=7,078$ рад/с; $p_3=12,088$ рад/с. Жорсткості ступеней колони насосних штанг визначались за формулою

$$k_i = \frac{A_i E_i}{l_i}, \quad (3.21)$$

де A_i , E_i , l_i , – площа поперечного перерізу, модуль пружності та довжина кожної ступені колони відповідно.

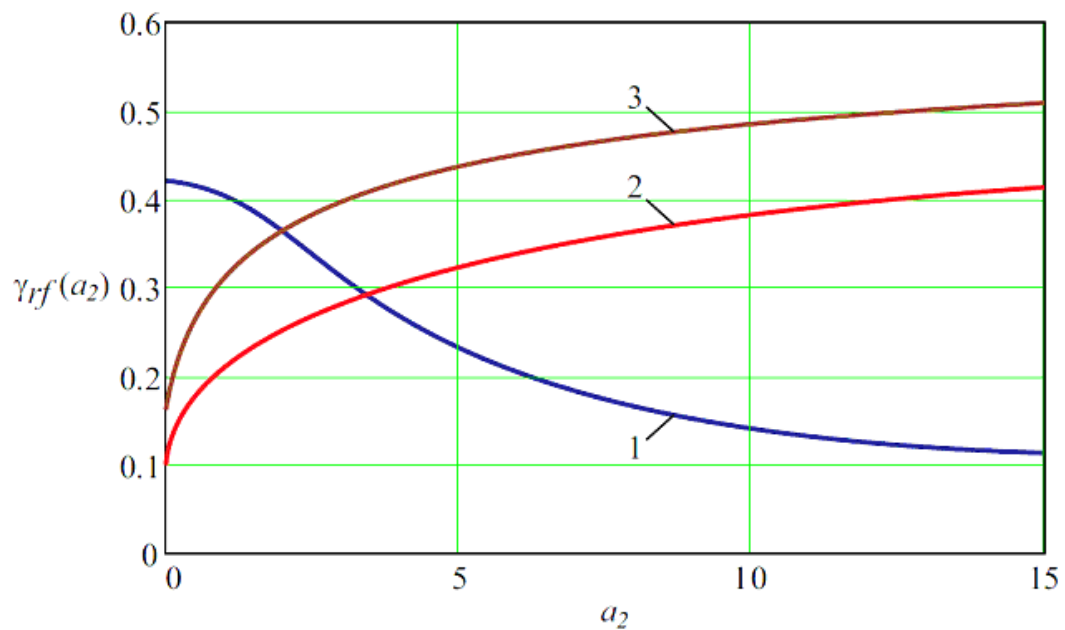
У відповідності із теоретичними положеннями, приведеними у [120], для якісного аналізу дисипативних функцій (3.18) скористаємося безрозмірними коефіцієнтами, побудувавши графіки $\gamma_{rf} = 2\nu_{rf}\omega_0$ в залежності від безрозмірних параметрів $a_1 = k_2/k_1$, $a_2 = k_3/k_2$, $c_1 = \gamma_2/\gamma_1$, $c_2 = \gamma_3/\gamma_2$ (рис. 3.3- 3.6).



(при $a_1=2,5$ $\gamma_1=0,14$; $\gamma_2=0,28$; $\gamma_3=0,24$)

(1 – крива $\gamma_{1f}(a_1)$; 2 – крива $\gamma_{2f}(a_1)$; 3 – крива $\gamma_{3f}(a_1)$)

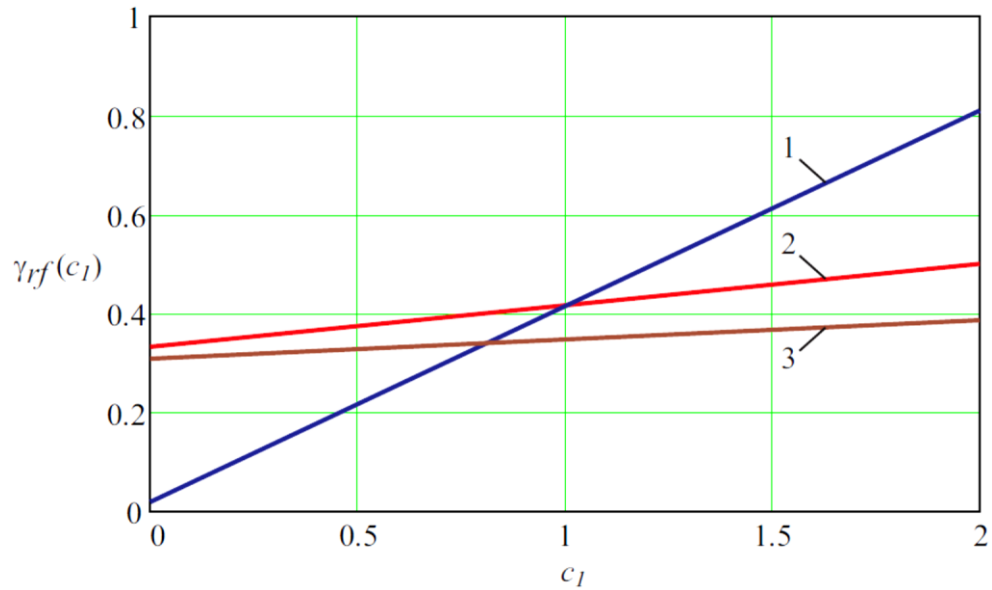
Рисунок 3.3 - Графіки залежності дисипативних коефіцієнтів γ_{rf} від безрозмірного параметру a_1



(при $a_2=3,7$ $\gamma_1=0,28$; $\gamma_2=0,29$; $\gamma_3=0,42$)

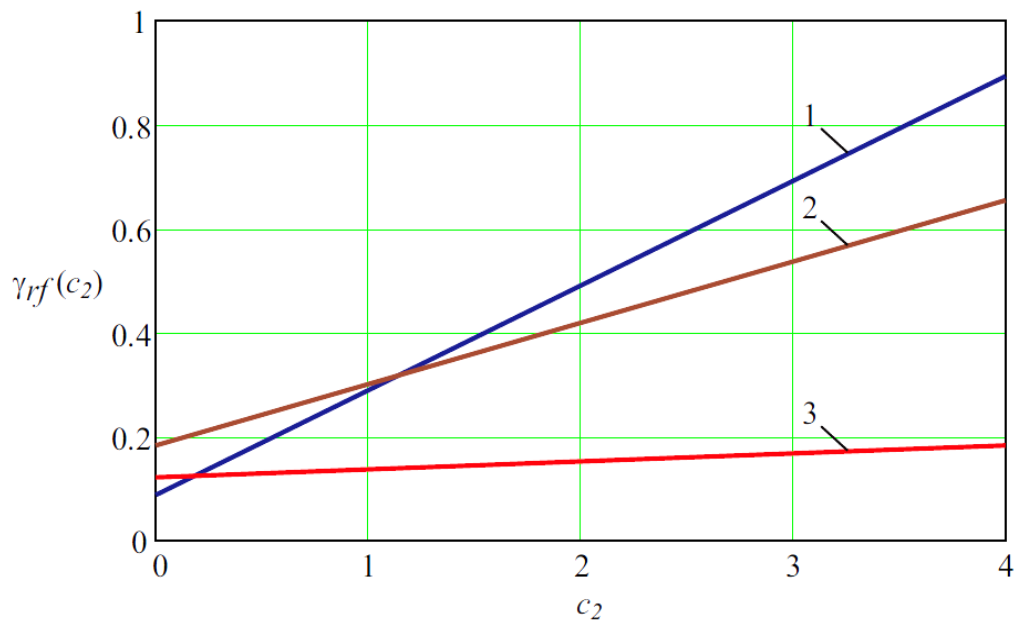
1 – крива $\gamma_{1f}(a_2)$; 2 – крива $\gamma_{2f}(a_2)$; 3 – крива $\gamma_{3f}(a_2)$)

Рисунок 3.4 - Графіки залежності дисипативних коефіцієнтів γ_{rf} від безрозмірного параметру a_2



1 – крива $\gamma_{1f}(c_1)$; 2 – крива $\gamma_{2f}(c_1)$; 3 – крива $\gamma_{3f}(c_1)$

Рисунок 3.5 - Графік залежності дисипативних коефіцієнтів γ_{rf} від безрозмірного параметру c_1



1 – крива $\gamma_{1f}(c_2)$; 2 – крива $\gamma_{2f}(c_2)$; 3 – крива $\gamma_{3f}(c_2)$

Рисунок 3.6 - Графік залежності дисипативних коефіцієнтів γ_{rf} від безрозмірного параметру

Як видно з графіка на рис. 3.3, при зменшенні співвідношення $a_1 = k_2/k_1$ (тобто при збільшенні жорсткості першої ступені k_1) коефіцієнт дисипації γ_{1f}

зменшується і наближається до 0,12, а γ_{2f} і γ_{3f} збільшуються відповідно до значень 0,42 і 0,35. При збільшенні співвідношення $a_1 = k_2/k_1$ (тобто при зменшенні жорсткості першої ступені k_1) γ_{1f} і γ_{2f} зменшуються до значень відповідно 0,14 і 0,1; а γ_{1f} – збільшується до значення 0,38.

З графіка на рис. 3.4 випливає, що зменшенні співвідношення $a_2 = k_3/k_2$ (тобто при збільшенні жорсткості другої ступені k_2) коефіцієнти дисипації другої і третьої ступені γ_{2f} і γ_{3f} збільшуються відповідно до значень 0,41 і 0,51; а γ_{1f} для першої ступені зменшується до значення 0,12; а при збільшенні співвідношення $a_2 = k_3/k_2$ (тобто при зменшенні жорсткості другої ступені k_2) γ_{3f} наближається до γ_2 . Як ілюструє графік на рис. 3.5 і як засвідчує аналіз формули (3.18) γ_{rf} залежить від γ_i лінійно, і при $c_1 = \gamma_2/\gamma_1 = 1$, $\gamma_{2f} \approx \gamma_2$; $\gamma_{1f} \approx \gamma_{3f} \approx (\gamma_2 + \gamma_3)/2 = 0,4$. З графіка на рис. 3.6 та формули (3.18) випливає, що γ_{rf} залежить від γ_i лінійно, і при $c_2 = \gamma_3/\gamma_2 = 1$; $\gamma_{1f} \approx \gamma_{3f} \approx \gamma_3 = 0,3$. Зміна жорсткостей ступеней колони насосних штанг може здійснюватися або зміною геометричних розмірів ступеней, або ж зміною матеріалу ступеней. Застосування першої склопластикової ступені забезпечує більшу дисипацію коливань у верхніх перерізах колони насосних штанг на перехідних режимах її роботи під дією малоциклового навантаження.

На основі вказаних вище результатів розрахунку та побудованих графічних залежностей можна стверджувати, що шляхом правильного підбору жорсткостей ступеней колони насосних штанг можна забезпечити потрібне розсіювання енергії її коливань, а разом з тим і попередити виникнення резонансу. Зміна жорсткостей окремих ступеней колони насосних штанг може здійснюватися або зміною їх геометричних розмірів, або ж зміною матеріалу, з якого вони виготовлені. Як показують результати досліджень включення в композиції № 2 першої склопластикової ступені замість сталеві (при $a_1=2,5$)

зумовлює збільшення коефіцієнта згасання в склопластиковій ступені до $\gamma_{1f} = 0,38$ та одночасне його зменшення в сталевих до $\gamma_{3f} = 0,1$. Використання першої склопластикової ступені замість сталевих зменшує її жорсткість в 4,2 рази і призводить до збільшення коефіцієнту дисипації коливань в 3,8 рази. Збільшення жорсткості обваженого сталевих низу (при $a_2 = 3,7$) у вузькому діапазоні зменшує коефіцієнт дисипації верхньої склопластикової ступені у 3,6 рази. Разом з тим, лінійне збільшення коефіцієнтів дисипації в компоновках № 2, № 3 і № 4 із склопластиковими ступенями зумовлює відповідне зменшення амплітуди та частоти їх коливань. Такий підхід дозволяє попередити явище резонансу при роботі умовно вертикальної колони насосних штанг на перехідних режимах її роботи під дією змінного навантаження. З іншого боку це дасть змогу мінімізувати ймовірність появи втомних пошкоджень в елементах колони насосних штанг та їх подальше руйнування.

Таким чином, враховуючи природу виникнення дисипативних сил та їх вплив на динамічний стан колони насосних штанг, обґрунтовано можливість визначення параметрів дисипації коливань в ступенях колони насосних штанг, беручи до уваги параметри її компоновки.

Шляхом складання та розв'язку системи рівнянь руху умовно вертикальної триступеневої колони насосних штанг отримані значення коефіцієнтів дисипації коливань для ступеней, сформованих із склопластикових та сталевих штанг. Встановлено, що використання склопластикової ступені замість сталевих, зменшує її жорсткість приблизно в 4 рази, і майже в стільки ж разів збільшує коефіцієнт дисипації коливань. Отримані результати досліджень дають змогу оцінити динамічну поведінку колони насосних штанг та встановити оптимальні режими роботи ШСНУ з метою недопущення резонансу за фактичних умов експлуатації.

3.3 Вплив обертання на напружений стан з'єднання склопластикового тіла зі сталевією голівкою

Ефективне застосування в інженерній практиці з'єднань конструкцій насосних штанг з ПКМ, які працюють у складних умовах контактної навантаження, пов'язане з розв'язуванням контактної проблеми. Складність розв'язування задачі полягає у визначенні контактних напружень у з'єднанні різнорідних елементів конструкції, що є головними характеристиками його контактної міцності і жорсткості при заданому навантаженні. В основу досліджень, поданих у даному підрозділі, взято узагальнену теорію оболонок типу Тимошенка [19-22]. Розглядаються деякі особливі випадки навантаження і контактної взаємодії (ідеальний контакт, через проміжковий адгезійний шар). Для розв'язування контактних задач використано методику зведення їх до інтегральних рівнянь.

Запропоновані схеми конструктивних з'єднань моделюються композитною циліндричною оболонкою скінченної довжини, що перебуває в контактній взаємодії з жорстким сталевим кільцевим бандажем (варіанти на рис.3.7, 3.8). Наведемо розрахунок контактних напружень для типових випадків експлуатаційного навантаження з урахуванням особливостей умов контакту (ідеальний контакт з ефектом обтиснення або наявність клейового прошарку).

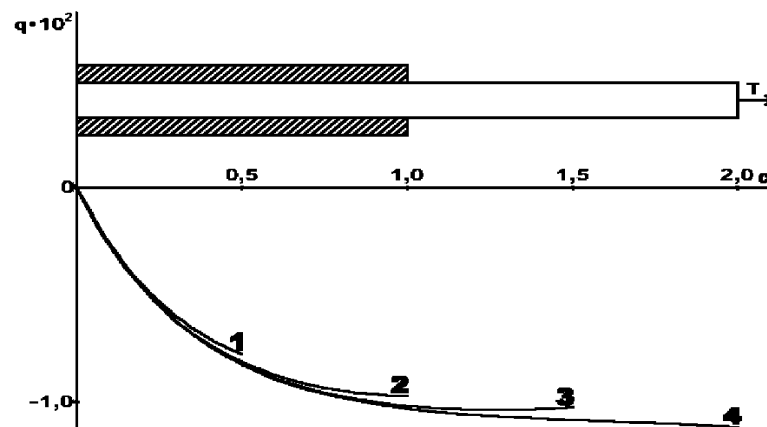
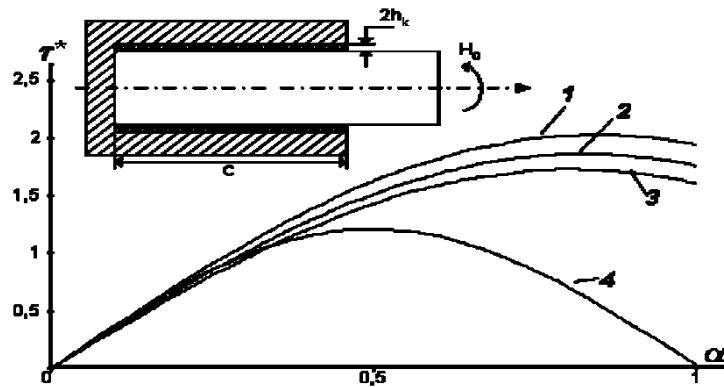


Рисунок 3.7 - Вплив величини області контакту на розподіл контактної тиску



Криві 1–4 побудовані для значень параметра $G'_k = 0.95, 1.0, 1.05, 2.8$ ГПа
відповідно

Рисунок 3.8 - Вплив клейового прошарку на контактне напруження при крученні композитної оболонки з жорсткою обіймою

У рамках математичної моделі розглядається кручення композитної циліндричної оболонки, яка взаємодіє на ділянці $0 \leq \alpha \leq c$ її довжини з жорстким бандажем (рис. 3.8). Для забезпечення необхідної міцності з'єднання оболонки з ПКМ зі сталеву обіймою контакт відбувається через клейовий прошарок товщини $2h_k$. Несуча здатність даного конструктивного з'єднання, з огляду на умови навантаження, визначається максимальним моментом M , який прикладений до вільного торця оболонки. За заданих умов навантаження лицьових поверхонь оболонки ($\sigma_2^+ = 0, \sigma_3^- = 0$) дія бандажа виявляється тільки через тангенціальну реакцію.

Таким чином, задача полягає у визначенні контактної дотичної напруження $\tau(\alpha)$, що виникає в області зчеплення $0 \leq \alpha \leq c$ складових елементів конструкції.

У цьому випадку основні співвідношення:

- рівняння рівноваги

$$\begin{aligned} \frac{dS}{d\alpha} + Q_2 &= -R(\sigma_{31}^+ - \sigma_{31}^-), \\ \frac{dH}{d\alpha} - RQ_2 &= -hR(\sigma_{31}^+ + \sigma_{31}^-); \end{aligned} \quad (3.22)$$

- співвідношення пружності

$$\begin{aligned} S &= \frac{B_{12}}{R} \frac{dv}{d\alpha}, \quad Q_2 = \Lambda_2 \left(\gamma - \frac{1}{R} v \right) + \frac{h}{3} (\sigma_{31}^+ + \sigma_{31}^-), \\ H &= \frac{D_{12}h}{R} \frac{d\gamma}{d\alpha}, \quad M = 2\pi R(H + SR), \end{aligned} \quad (3.23)$$

де $\gamma = \gamma_2$ – кут повороту нормального волокна, v – переміщення в напрямку координати α .

З умов задачі випливає, що $\sigma_{31}^- = 0$,

$$\sigma_{31}^+(\alpha) = \begin{cases} \tau(\alpha), & 0 \leq \alpha \leq c, \\ 0, & c < \alpha \leq L, \end{cases} \quad (3.24)$$

де $\tau(\alpha)$ – невідоме контактне напруження.

З урахуванням навантаження і закріплення торців оболонки граничні умови формулюються в такий спосіб

$$\gamma = 0, \quad v = 0 \quad (\alpha = 0), \quad S = 0, \quad H = H_0 \quad (\alpha = L). \quad (3.25)$$

У разі наявності адгезійного шару в області контактної взаємодії оболонки і бандажа відповідно до моделі [32] умова контакту має вигляд

$$v(\alpha) = -k\tau(\alpha) \quad (0 \leq \alpha \leq c), \quad (3.26)$$

де $k = 2h_k/G'_k$ – коефіцієнт, який характеризує зсувну жорсткість адгезійного шару, G'_k – модуль зсуву.

Отже, математична модель сформульованої задачі – це система диференціальних рівнянь (3.22) разом з умовами (3.25), (3.26).

Зображаємо в універсальному вигляді систему рівнянь, що дає змогу без утруднень застосувати описану вище методику до досліджуваної контактної задачі. В описаному випадку матриця $A = \{a_{ij}\}_{i,j=1}^4$ системи має такі відмінні від нуля елементи

$$a_{13} = 1, a_{14} = 1, a_{31} = \frac{\Lambda_2 R^2}{D_{12} h}, a_{32} = -\frac{l}{R} a_{31}, a_{41} = -\frac{R \Lambda_2}{l B_{12}}, a_{42} = \frac{\Lambda_2}{B_{12}}. \quad (3.27)$$

Решта елементів матриці A дорівнюють нулю.

Вектори $Z(\alpha)$ і $F(\alpha)$ тут визначаються в такий спосіб

$$Z(\alpha) = (z_1, \dots, z_4)^T = \left(\gamma, \bar{v}, \frac{d\gamma}{d\alpha}, \frac{d\bar{v}}{d\alpha} \right)^T, F(\alpha) = (0, 0, \mu \bar{\sigma}_{31}^+, \chi \bar{\sigma}_{31}^+)^T, \quad (3.28)$$

де $\mu = -\frac{5 R^2 E}{6 D_{12}}, \chi = -\frac{R E}{l B_{12}} \left(\frac{h}{6} + R \right), \bar{v} = v/l, \bar{\sigma}_{31}^+ = \sigma_{31}^+/E$ – безрозмірні величини,

σ_{31}^+ визначається згідно (3.33).

Одержуємо розв'язок крайової задачі у вигляді

$$z_i(\alpha) = \sum_{k=1}^4 C_k g_{ik}(\alpha) + \int_0^\alpha (\mu g_{i3}(\alpha-s) + \chi g_{i4}(\alpha-s)) \bar{\tau}^+(s) ds, \quad i = 1, \dots, 4. \quad (3.29)$$

Із умов (3.23) при $\alpha = 0$, враховуючи

$$w(\alpha) = z_1(\alpha) = \sum_{k=1}^4 C_k g_{1k}(\alpha) - \int_0^\alpha g_{13}(\alpha-s) q(s) ds, \quad (3.30)$$

впливає що $C_1 = C_2 = 0$. Ще дві сталі C_3, C_4 визначаються з умов (3.25) при $\alpha = L$.

На підставі формули для тангенціального переміщення в області контакту $0 \leq \alpha \leq c$ одержуємо вираз

$$\bar{v}(\alpha) = z_2(\alpha) = C_3 g_{23}(\alpha) + C_4 g_{24}(\alpha) + \int_0^c (\mu g_{23}(\alpha - s) + \chi g_{24}(\alpha - s)) \bar{\tau}(s) ds. \quad (3.31)$$

Далі відповідно до описаної схеми розв'язування контактна задача зводиться до інтегрального рівняння відносно $\tau^* = \tau R^2 / H_0$,

де

$$K(\alpha, s) = \frac{1}{k_0} \begin{cases} \mu g_{23}(\alpha - s) + \chi g_{24}(\alpha - s) - y_3(\alpha), & 0 \leq s \leq \alpha; \\ -y_3(\alpha), & \alpha < s \leq c, \end{cases}$$

$$y_3(\alpha) = y_1(\alpha)(\mu g_{33}(L - s) + \chi g_{34}(L - s)) + y_2(\alpha)(\mu g_{43}(L - s) - \chi g_{44}(L - s)),$$

$$y_1(\alpha) = \frac{1}{\delta}(g_{44}(L)g_{23}(\alpha) - g_{43}(L)g_{24}(\alpha)), \quad y_2(\alpha) = \frac{1}{\delta}(g_{33}(L)g_{24}(\alpha) - g_{34}(L)g_{23}(\alpha)),$$

$$\delta = g_{33}(L)g_{44}(L) - g_{43}(L)g_{34}(L), \quad f(\alpha) = \frac{R^3 E}{D_{12} h} y_1(\alpha), \quad k_0 = \frac{kE}{l}.$$

Використовуючи знайдений розв'язок, згідно з рис.3.8 для визначення безрозмірної величини крутного моменту $H^* = H/H_0$ в області $0 \leq \alpha \leq c$ одержуємо формулу

$$H^*(\alpha) = \frac{D_{12} h}{ER^3} (C_3 g_{33}(\alpha - s) + C_4 g_{34}(\alpha)) + \int_0^c (\mu g_{33}(\alpha - s) + \chi g_{34}(\alpha - s)) \tau^*(s) ds. \quad (3.32)$$

В області $c \leq \alpha \leq L$ функція $H^*(\alpha)$ має вигляд (3.29), лише верхня межа інтегрування α замінюється на c . На підставі (3.23) і (3.28) для зсувного зусилля $S^* = SR/H_0$ у вказаній області $c \leq \alpha \leq L$ можемо записати

$$S^*(\alpha) = \frac{B_{12}l}{ER^2} (C_3 g_{43}(\alpha) + C_4 g_{44}(\alpha)) + \int_0^c (\mu g_{43}(\alpha - s) + \chi g_{44}(\alpha - s)) \tau^*(s) ds. \quad (3.33)$$

В області $c < \alpha \leq L$ функція $S^*(\alpha)$ визначається аналогічно функції $H^*(\alpha)$ в цій області.

Враховуючи особливості композитних матеріалів щодо міцності, важливо знайти розподіл дотичних напружень σ_{12}^* уздовж та по товщині циліндричної оболонки. Розрахунок безрозмірної величини напруження $\sigma_{12}^* = R^2 \sigma_{12} / H_0$ здійснювався за формулою

$$\sigma_{12}^* = \frac{1}{2} \left(\frac{R}{h} \right) S^* + \frac{3}{2} \left(\frac{R}{h} \right)^2 H \left(\frac{z}{h} \right), \quad (3.34)$$

де $-h \leq z \leq h$.

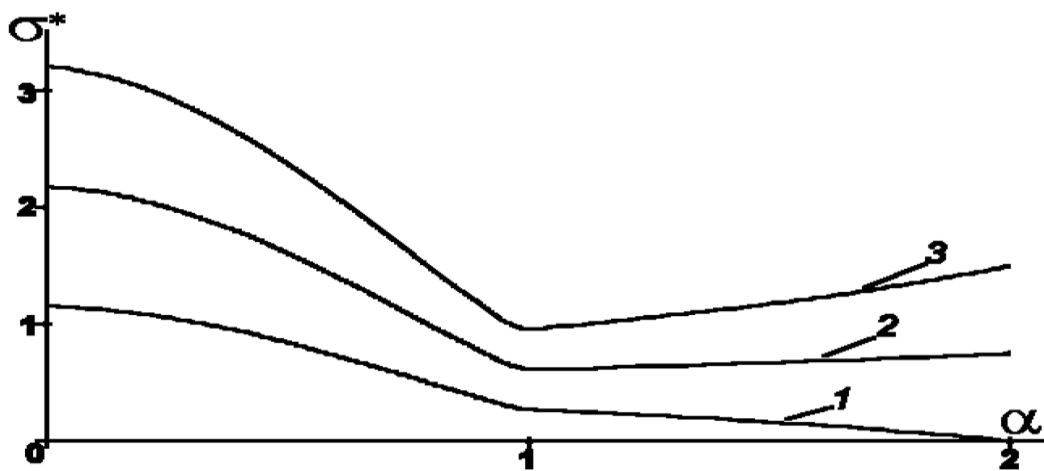
Отже, маючи розв'язки контактних задач легко виписати основні характеристики напружено-деформованого стану оболонки. Метод побудови розв'язку контактних задач дає достатню для інженерної практики точність результатів.

На рис. 3.8 наведені результати розрахунку дотичних контактних напружень $\tau^*(\alpha)$ при крученні оболонки. Графіки побудовані для безрозмірної величини $\tau^*(\alpha) = R^2 \tau(\alpha) / H_0$. Задача розв'язана для таких значень параметрів з'єднання:

$$E/G' = 7.6, \nu = 0.18, l/R = 2, h/R = 1, c/R = 1, h_k/h = 0.001, E = 19 \text{ ГПа.}$$

Криві 1–4 побудовані для значень параметра $G'_k = 0.95, 1.0, 1.05, 2.8$ ГПа відповідно. На рис. 3.9 зображені графіки розподілу напруження σ_{12}^* по товщині композитної оболонки вздовж осьової координати α . Криві 1–3

побудовані при $z = 0, 0.5, 1.0$ відповідно, де $\bar{z} = z/h$. З поданих на рис. 3.9 графіків можна зробити висновок, що максимум контактної напруженості $\tau^*(\alpha)$ досягається на деякій відстані від жорстко закріпленого краю, причому зі збільшенням G'_k концентрація τ^* зменшується, а максимум при цьому спостерігається ближче до закріпленого краю.



Криві 1–3 побудовані при $z = 0, 0.5, 1.0$ відповідно

Рисунок 3.9 - Розподіл напруження σ_{12}^* по товщині композитної оболонки, з'єднаної з жорсткою обіймою

Відзначимо, що запропонована методика розв'язування контактних задач зручна в застосуванні, здійснена програмна реалізація її, що дає змогу виконувати багатопараметричний аналіз розрахункових величин.

На підставі проведених досліджень створений ряд промислових зразків насосних штанг із ПКМ, що у порівнянні зі сталевими мають значні переваги: дають змогу підвищити опірність корозійній дії агресивних середовищ, істотно скоротити їхню аварійність при експлуатації.

3.4 Визначення ресурсу насосних штанг з склопластику на основі повних діаграм втомного руйнування

Досвід застосування рівнянь Почтенного Є. К. (1.9) і (1.10) показав, що у разі обробки результатів втомних досліджень друге рівняння дає добрі оцінки середнього значення межі витривалості, натомість оцінки середньоквадратичного відхилення – занижені. Вказане рівняння є більш простим для комп'ютерної реалізації, а його параметри – наочніші. Проте, для більш точної статистичної оцінки необхідно користуватись рівнянням (1.9).

Більшість методів розрахунку деталей колони насосних штанг оснований на визначенні коефіцієнта запасу міцності за межею витривалості, які отримані при випробуванні на повітрі. Проте, межа витривалості насосних штанг понижується в корозійних середовищах на 30–50% і може приймати дуже малі значення, особливо при великих базах випробувань (20–50 млн. циклів). Ця обставина може суттєво вплинути на результати розрахунку міцності насосних штанг.

Для виробів, які не мають конкретної межі втоми, доцільніше визначати не коефіцієнт запасу міцності, а ймовірну кількість циклів навантаження, яку може відпрацювати деталь чи виріб до руйнування. У цьому випадку розглядають насосну штангу, що має обмежену (умовну) межу витривалості з постійним кутом нахилу ліній кривих втоми в логарифмічних координатах.

Можна скористатись методикою розрахунку кількості циклів навантаження виробів, яка оснований на такому двопараметричному рівнянні

$$\sigma_a^m N = const. \quad (3.35)$$

Тоді рівняння міцності можна записати у вигляді

$$\sigma_{-IN}^m N_{\sigma} = (\kappa_1 \kappa_2 \sigma_{\phi})^m N_{\text{ймов}}. \quad (3.36)$$

Звідси

$$N_{\dot{y}мов} = \left(\frac{\sigma_{-1N}}{\kappa_1 \kappa_2 \sigma_\phi} \right)^m N_\sigma, \quad (3.37)$$

де σ_{-1N} — умовна межа витривалості в свердловинному середовищі для базової кількості циклів навантаження N_σ ;

$N_{\dot{y}мов}$ — ймовірна кількість циклів навантаження елемента колони насосних штанг, яка розраховується;

m — показник кута нахилу лівої гілки кривої втоми;

σ_ϕ — фактична ймовірна величина очікуваних еквівалентних змінних напружень.

Для змінних напружень згину маємо

$$\sigma_\phi = \sigma_a + (\psi)D \sigma_m. \quad (3.38)$$

Коефіцієнт κ_1 враховує ступінь агресивності пластової води, коефіцієнт κ_2 — залежить від зенітного кута викривлення свердловини. Значення цих коефіцієнтів містяться у широких межах і для елементів насосних штанг повністю ще не визначені. В першому наближенні можна вважати, що вплив таких факторів, як тип навантаження, асиметрія циклу, агресивність корозійного середовища, структурні особливості матеріалу неявно ввійдуть у значення фактичної ймовірної величини очікуваних еквівалентних напружень σ_ϕ через коефіцієнт $(\psi)D$.

Тоді ймовірна кількість циклів навантаження визначиться з виразів

$$N_{\dot{y}мов} = \left(\frac{\sigma_{-1N}}{\sigma_\phi} \right)^m N_\sigma, \quad (3.39)$$

$$T_{\dot{y}мов} = N_{\dot{y}мов} / 60n. \quad (3.40)$$

Тут $T_{\text{ймов}}$ – ймовірний час роботи виробу (год.), n – частота ходів полірованого штока (хв.⁻¹).

Для кожного типорозміру насосних штанг, які мають відповідну міцність матеріалу та працюють у конкретних умовах експлуатації, кут нахилу буде постійним і визначатиметься показником кривої m . Показник кута нахилу кривої втоми m визначається з залежності

$$m = \lg(N_1 / N_2) / \lg(\sigma_1 / \sigma_2). \quad (3.41)$$

Криві втоми спрямляться в логарифмічних координатах $\lg \sigma_a - \lg N$. Введемо позначення $\lg \sigma_a = Y$ і $\lg N = X$, тоді рівняння через коефіцієнт лінійної кореляції R запишеться у такому вигляді

$$\hat{Y}(x) = \bar{y} + R \frac{S_y}{S_x} (x - \bar{x}). \quad (3.42)$$

Тут $\bar{y} = \sum y_i / n$ і $\bar{x} = \sum x_i / n$ — середні арифметичні значення випадкових величин Y і X , S_y і S_x — середні квадратичні відхилення для Y і X

$$S_y = \sqrt{\frac{\sum (y_i - \bar{y})^2}{n-1}}; S_x = \sqrt{\frac{\sum (x_i - \bar{x})^2}{n-1}}, \quad (3.43)$$

n – кількість випробуваних деталей для побудови кривої втоми.

Вибірковий коефіцієнт кореляції R обчислюють за такою формулою

$$R = \frac{\sum (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{(n-1)S_x S_y} \quad (3.44)$$

Значення показника m в рівнянні кривої втоми знаходять також за допомогою виразу

$$m = -\frac{1}{R \cdot S_y / S_x}. \quad (3.45)$$

Із використанням рівнянь для значень x_i (також і для X , яке відповідає N_σ) обчислюють значення $y_i(x)$ та відповідні їм значення σ_{ai} .

Значимість одержаного лінійного рівняння регресії перевіряють за критерієм Фішера

$$F = S_y^2 / S_{\text{зал}}^2,$$

де S_y^2 – дисперсія випадкової величини Y ; $S_{\text{зал}}^2 = \frac{1}{n-k} \sum [y_i - \hat{y}_i(x)]^2$ – залишкова дисперсія (оцінка дисперсії випадкової величини Y коло емпіричної лінії регресії); k – кількість невідомих коефіцієнтів у лінійному рівнянні регресії

$$y = a_c + a_1(x), \text{ тобто } k = 2.$$

Далі з таблиці квантилів розподілу Фішера для вибраної довірчої ймовірності (звичайно $\alpha = 0,95$ або $\alpha = 0,90$), числа степенів вільності чисельника $(n-1)$ і знаменника $(n-k)$ знаходять критичне значення

$$F_{\text{кр}}(n-1, n-k).$$

У випадку $F_1 > F_{\text{кр}}$ з вибраною довірчою ймовірністю можна стверджувати існування зв'язку між σ_a і N в вигляді рівняння оцінки. У разі використання умови $F_1 > F_{\text{кр}}$ приймають, що зв'язок між змінними статистично не значимий. У цьому випадку подальше використання рівняння регресії неприпустиме.

Випадкову величину $Y_1(x)$, яка відповідає нижній односторонній границі довіри при довірчій ймовірності $(1 - \alpha)$, обчислюють за формулою

$$\widehat{Y}_1(x) = \widehat{Y}(x_i) + t_{\alpha(n-2)} S_{\text{зал}} \sqrt{1 + \frac{1}{n} + \frac{(x_i - \bar{x})^2}{\sum (x_i - \bar{x})^2}}, \quad (3.46)$$

де $t_{\alpha(n-2)}$ – процентна точка розподілу Ст'юдента для числа степенів вільності

$(n-2)$; $\sqrt{1 + \frac{1}{n} + \frac{(x_i - \bar{x})^2}{\sum (x_i - \bar{x})^2}}$ – компонента, яка враховує збільшення ступеню

розсіювання емпіричного середнього значення $Y(x)$ в міру віддалення x_i від свого середнього значення. Знайденим значенням $Y_1(x)$ після потенціювання відповідають значення $\sigma_{a1}(i)$.

За допомогою трипараметричного рівняння Почтенного Є.К. та методичних рекомендацій МР55-82 [97] розраховані характеристики розсіювання витривалості насосних штанг, випробуваних у свердловинних середовищах (табл. 3.3), а також наведений приклад комп'ютерної побудови кривих втоми для штанг зі склопластику та побудовані повні діаграми втомного руйнування.

За допомогою трипараметричного рівняння Почтенного Є.К. та методичних рекомендацій МР55-82 [97] розраховані характеристики розсіювання витривалості сталевих та композитних насосних штанг, випробуваних в свердловинних середовищах (табл. 3.4).

На основі випробувань сталевих (рис.3.10) та композитних насосних штанг (рис.3.11) були побудовані повні діаграми втомного руйнування насосних штанг з імовірнісною оцінкою $P(N)$ їх довговічності, які дозволяють проводити прогнозування їх ресурсу.

Таблиця 3.4 - Характеристики розсіювання витривалості насосних штанг зі сталі і склопластику

Тип штанг	$\sigma_{\text{ср}}$, МПа	σ_{min} , МПа	σ_{max} , МПа	V_o , МПа	$Q, 10^6$ цикл	N_b , млн. циклів	S , МПа	$V=S/\sigma_{\text{ср}}$
НШ22 20Н2М	69,6	53,68	85,52	100	10,0	1,436	22,25	0,319
МПШ22ПКМ (звичайні)пластова вода	70,32	62,64	78	24,47	10,0	1,419	6,79	0,09
МПШ22ПКМ (звичайні)пластова вода	64,73	50,8	78,62	19,32	10,0	1,545	11,57	0,178
МПШ22ПКМ (посилені)нафта з 10%НСІ	98,43	80,4	116,47	39,03	10,0	1,016	15,02	0,15

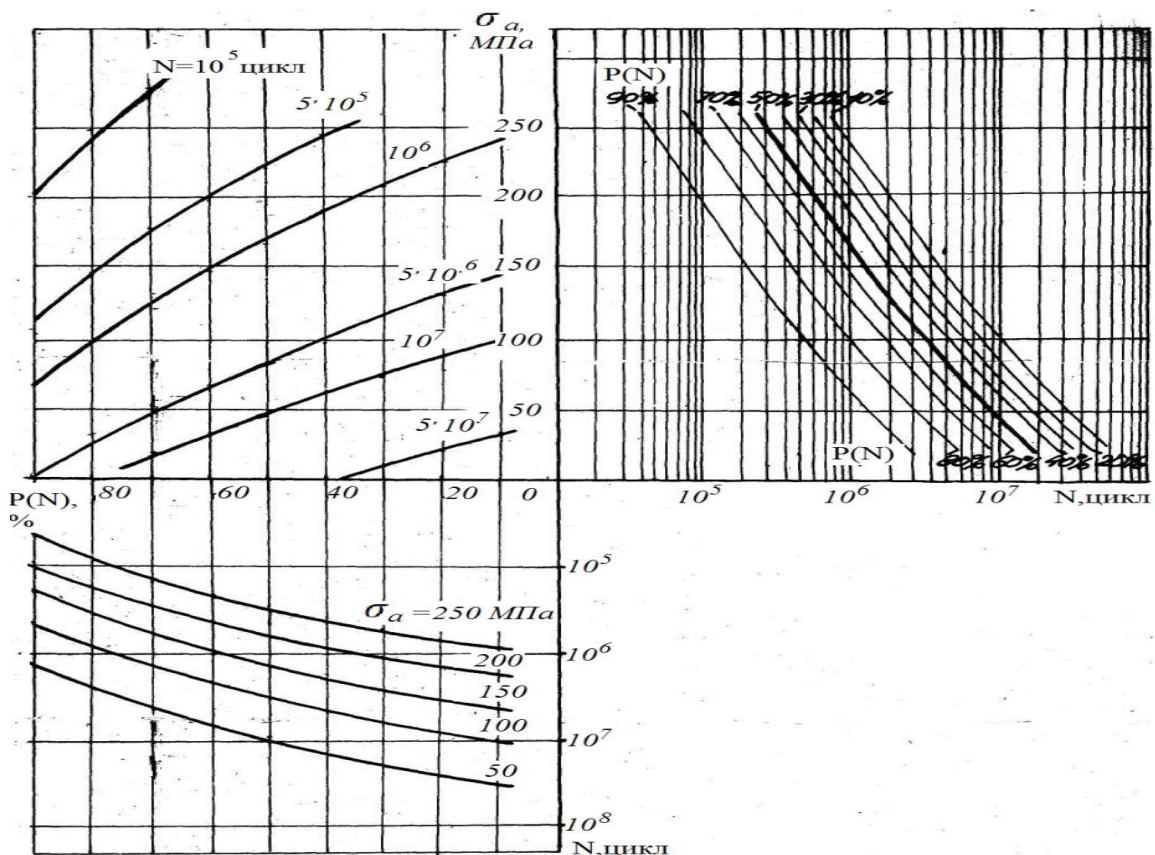


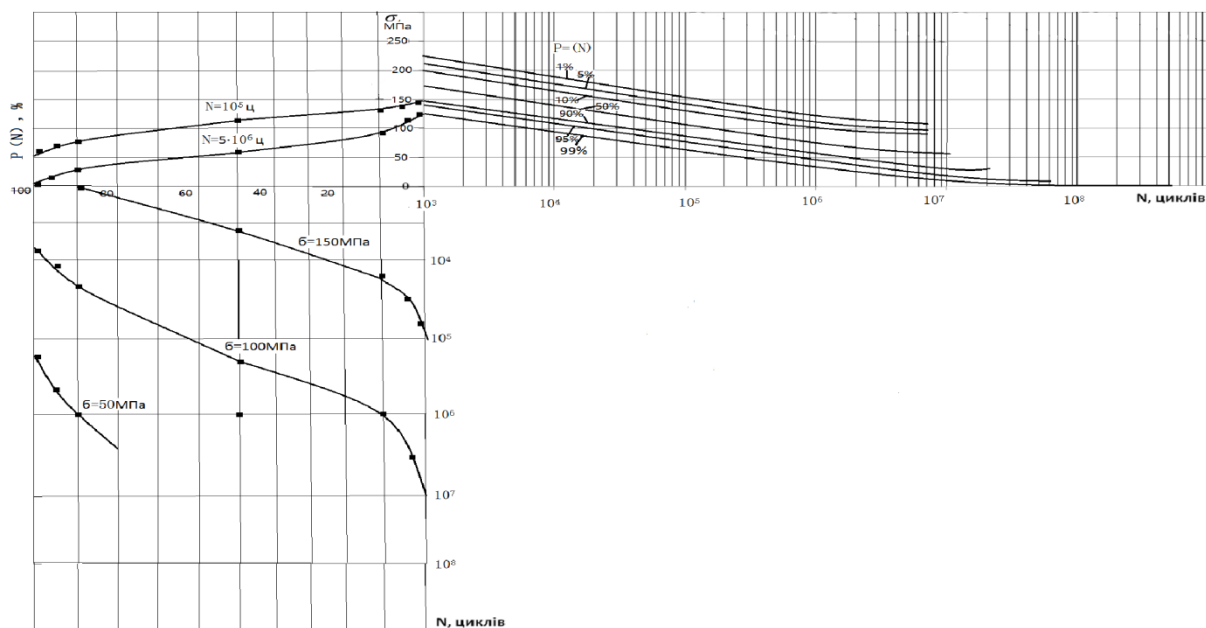
Рисунок 3.10 - Повна діаграма корозійно-втомного руйнування насосних штанг діаметром 22 мм зі сталі 20Н2М, побудована на основі розподілу Вейбула

Таблиця 3.5 - Характеристики розсіювання витривалості насосних штанг із сталі і склопластика

Тип штанг	$\sigma_{ср}$, МПа	σ_{min} , МПа	σ_{max} , МПа	V_o , МПа	Q , МПа 10^6 цикл.	N_o , млн цикл.	S , МПа	$V=S/\sigma_{ср}$
НШ22 20Н2М	69,6	53,68	85,52	100	10,0	1,436	22,25	0,319
МПШ22 ПКМ	61,58	51,86	71,3	18	10,0	1,623	7,83	0,124

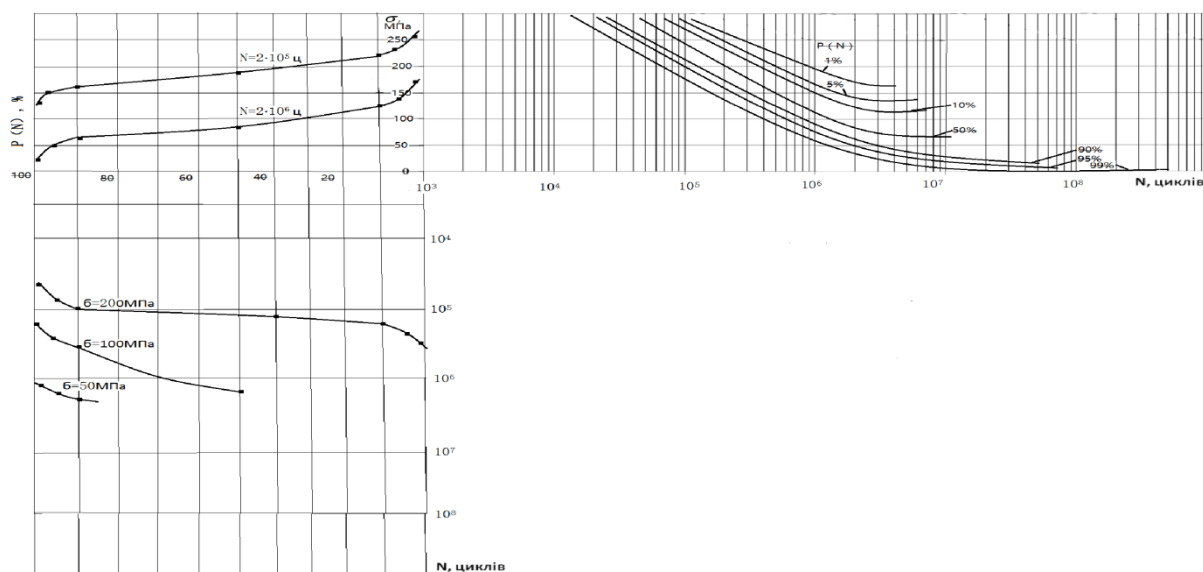
За результатами випробувань натурних штанг діаметром 22 мм із сталі 20Н2М в повітрі і корозійному середовищі розраховані на ЕОМ характеристики втоми ($\sigma_r=187,6$ МПа, $Q=8,9 \cdot 10^6$ МПа·цикл, $V_o=170,7$ МПа) і корозійної втоми ($\sigma_{rk}=14,2$ МПа, $Q=56,7 \cdot 10^6$ МПа·цикл, $V_{ок}=55,74$ МПа). Результати корозійно-втомних випробувань добре описуються за допомогою рівняння (1), що дозволяє зробити висновок про можливість використання рівняння для опису кривих корозійної втоми, зокрема ділянки до перегину кривої. Досвід застосування рівнянь (1) і (2) показує, що при обробці результатів втомних досліджень друге рівняння дає добрі оцінки середнього значення межі витривалості, але занижені оцінки середньо-квадратичного відхилення. Це рівняння є більш простим для складання програм на ЕОМ, а параметри цього рівняння є більш наочними. Проте для більш точної статистичної оцінки необхідно користуватись рівнянням (1).

Повна діаграма опору циклічному згину склопластикових насосних штанг діаметром 22мм при обертанні з використанням рівняння (1) наведена на рис. 3.11.



**Рисунок 3.11 - Повна діаграма втоми при циклічному згині
склопластикових насосних штанг**

Для порівняння повна діаграма опору циклічному згину сталевих (сталь 20Н2М) насосних штанг діаметром 22мм при обертанні [3] наведена на рис. 3.12.



**Рисунок 3.12 - Повна діаграма втоми при циклічному згині сталевих
насосних штанг**

За допомогою розроблених методики і комп'ютерної програми можна прогнозувати ресурс насосних штанг як сталевих, так і композитних та обґрунтувати періодичність проведення їх дефектоскопії, що дозволить раціонально використовувати штанги і значно скоротити аварійність при видобуванні нафти зі свердловин.

3.5 Розроблення з'єднання тіла штанги з сталевою головкою та його скінченно-елементний аналіз

Важливою задачею при проектуванні склопластикових насосних штанг є вибір типу з'єднання сталюї головки з ПКМ тілом штанги. Максимальне осьове розтягуюче навантаження, яке витримує з'єднання є основним параметром при його проектуванні, але потрібно враховувати також втомні характеристики з'єднання, складність конструкції і технології, можливість змін механічних характеристик матеріалів під впливом високої температури і агресивного середовища.

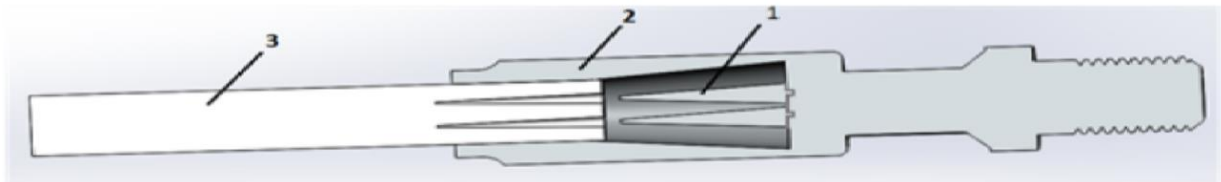
На даний час найбільше практичне використання знайшли клейове з'єднання і з'єднання шляхом обтискання сталевого бандажу [1,50,65,77]. Клейове з'єднання рекомендовано стандартом API і витримує досить високі розтягуючі навантаження, проте технологія виготовлення сталюї головки досить складна. З'єднання шляхом пластичного деформування сталевого бандажу технологічно значно простіше, але потребує оптимального зусилля обтискання в залежності від матеріалів і геометрії з'єднання для досягнення максимальної міцності з'єднання під дією осьового розтягуючого навантаження.

Нами запропоновано з'єднання полімерно-композиційного тіла штанги зі сталевою головкою (рис 3.13), яке реалізовує як адгезивні так і клинові ефекти.

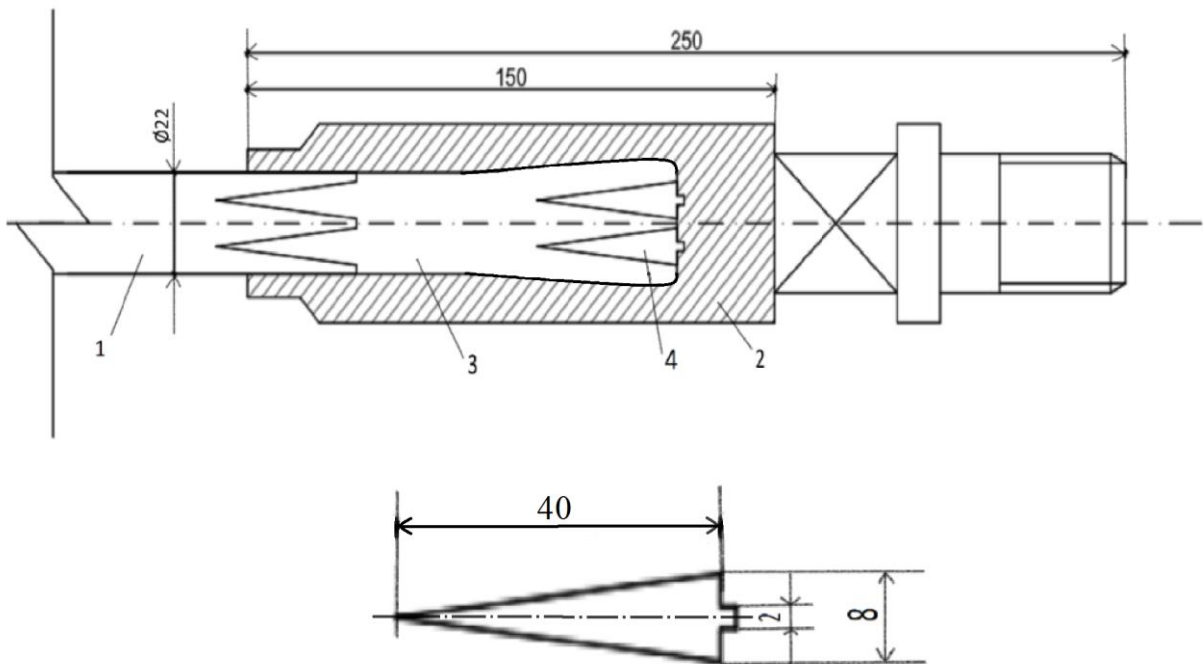
Завданням даного варіанту є розробка конструкції насосної штанги, що має високу міцність, низьку концентрацію напружень штанга-кінцевик і

експлуатаційною надійністю за рахунок досягнення стабільності, рівномірності розташування розпушених волокон склопластикового стрижня та можливість заміни спрацьованих деталей новими.

Поставлена задача вирішується розтисканням конічними кінцями клинів, які розміщені внизу внутрішньої частини головки, шляхом вставляння з натягом у виточені пази, змащені адгезійним матеріалом, попередньо розпушених і просочених клеєм волокон композиційного тіла.



1 - клини; 2 - сталева головка; 3 - склопластикова насосна штанга



1 – склопластикова насосна штанга; 2 – сталева головка; 3 – клинове з'єднання;
4 – клин

Рисунок 3.13 - Схема конструкції клинового з'єднання склопластикової насосної штанги

На рис. 3.13 зображено з'єднання головки насосної штанги і склопластикового тіла. З'єднання складається з склопластикового тіла 1, сталевий головки насосної штанги 3 і розтискних пластикових клинів 2. Склопластикове тіло штанги 1 позбавляється зв'язків волокон на певну довжину (розпушується) шляхом нагрівання кінця стрижня до температури плавлення смоли і просочене клеєм вставляється в отвір сталевий головки 3, поверхня якого утворена конусом з невеликим кутом. В протилежний кінець головки, в якому просвердлено отвір невеликого діаметру, вставляються пластикові клини 2, кінці яких утворюють конусні поверхні, клини вставляються з натягом, у попередньо змащені клеєм пази. Конусні клини розтискають волокна склопластикового стрижня, а після застигання клею утворюється міцне з'єднання.

Таким чином, дане з'єднання за допомогою клинів зменшить величину знакозмінних навантажень на вузол з'єднання, а також підвищить міцність і надійність з'єднання полімерно-композиційного тіла штанги зі сталевий головою.

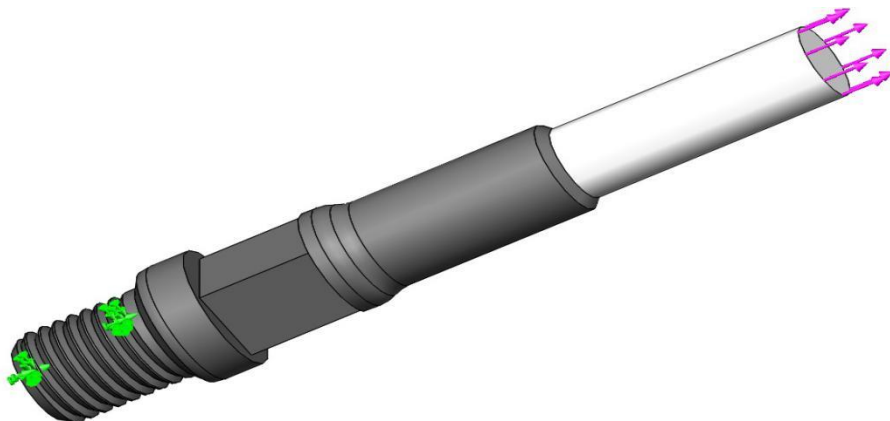


Рисунок 3.14 - Прикладення сил та закріплення штанги

Проведено скінченно-елементний аналіз з'єднання полімерно-композиційного тіла штанги зі сталевий головою. В програмному комплексі «SolidWorks» було зроблено 3D модель з'єднання полімерно-композиційного тіла штанги зі сталевий головою. До з'єднання штанги було прикладено

навантаження 120 кН, яке відповідає експлуатаційному. Стрілки на різі позначають закріплення, а на полімерно-композитному стрижні - навантаження (рис. 3.14).

З отриманої епюри напружень (рис. 3.15) видно, що в з'єднанні полімерно-композиційного тіла штанги зі сталеву головою напруження знаходяться в допустимих границях, а отже використання такого з'єднання в практиці видобування нафти є можливим.

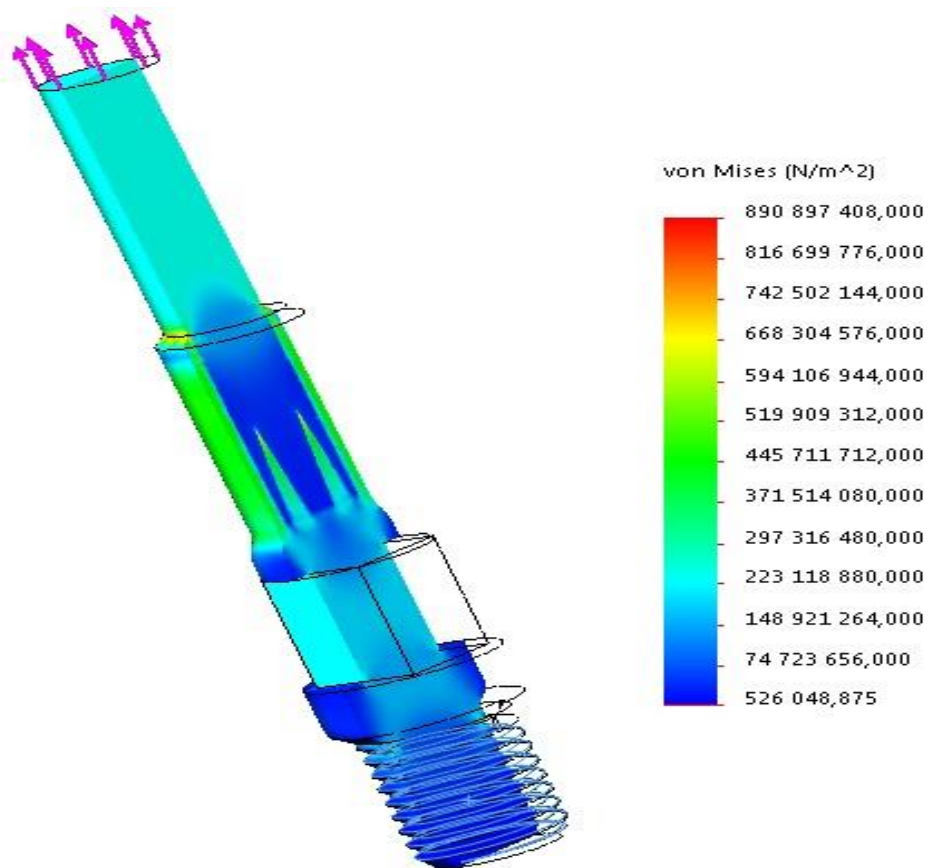


Рисунок 3.15 - Результати скінченно-елементного аналізу

Граничні умови закріплення та прикладання сил були змінені і приведені для умов колони насосних штанг довжиною 2500 м, які наведені на рис. 3.16. Прикладена сила становить 30,118 кН, що дорівнює вазі колони склопластикових штанг довжиною 2500 метрів. Стрілками показано місце закріплення, та місце і напрямок прикладання сил.

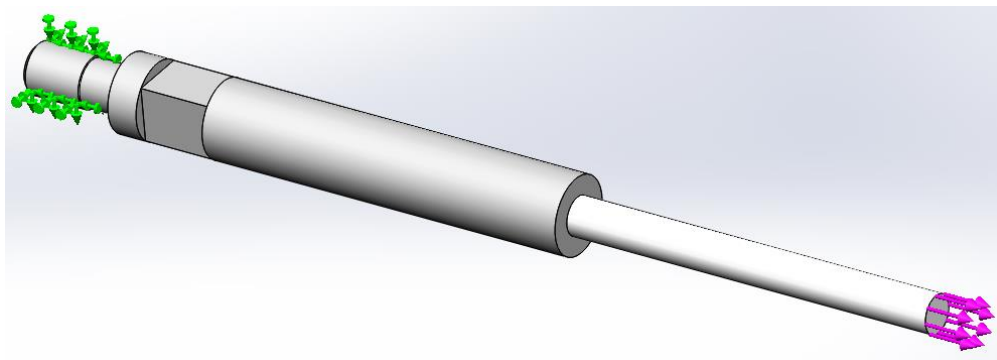


Рисунок 3.16 - Прикладання сил до з'єднання штанги

Епюри статичних напружень, запас втомної міцності та власні коливання штанги були визначені з метою оцінки працездатності штанги в свердловині.

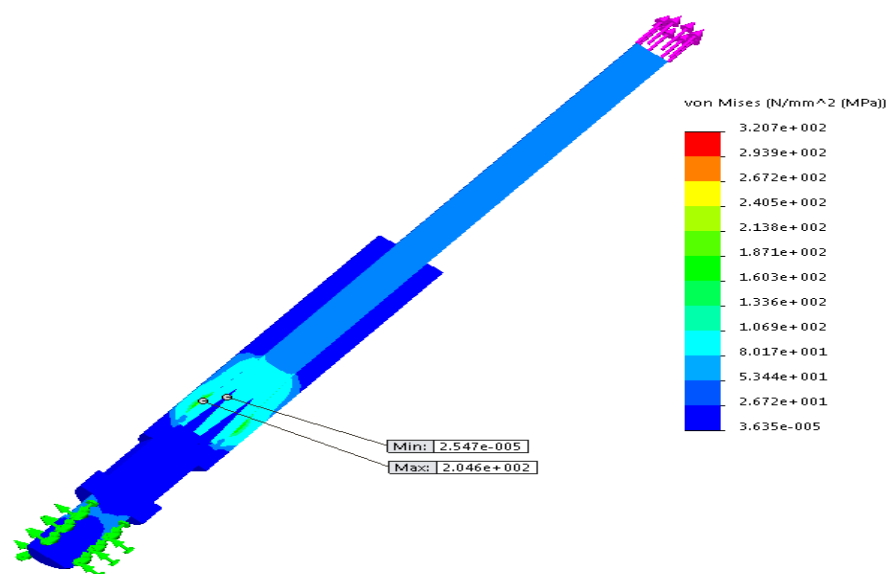


Рисунок 3.17 - Епюра напружень в з'єднанні штанги

З епюри напружень (рис. 3.17) видно, що в точці найбільшої концентрації напружень їх величина складає 205 МПа, при тому, що межа плинності даної сталі становить 240 МПа, а склопластику 1700 МПа, отже штанга витримує прикладені зусилля без руйнування.

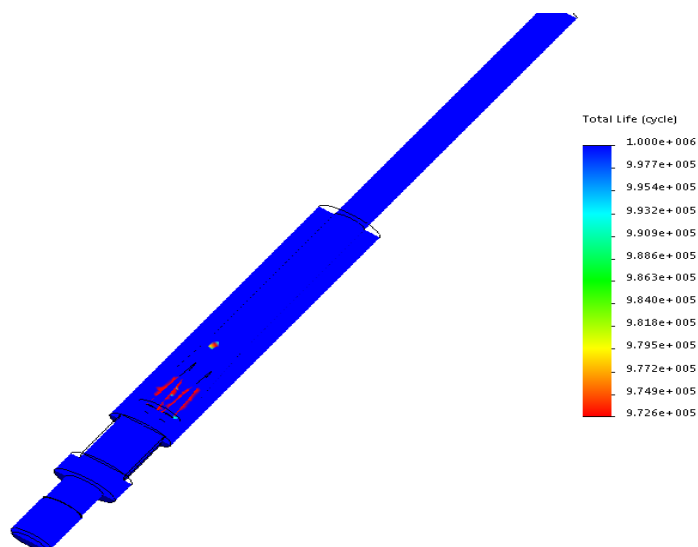


Рисунок 3.18 - Епюра втомної довговічності та руйнувань з'єднання штанги

З епюри втоми (рис. 3.18) видно, що дане з'єднання справно експлуатуватиметься до $9,726 \cdot 10^5$ ходів колони насосних штанг, після чого склопластик можливо почне руйнуватися у місцях контакту з розтискними клинами.

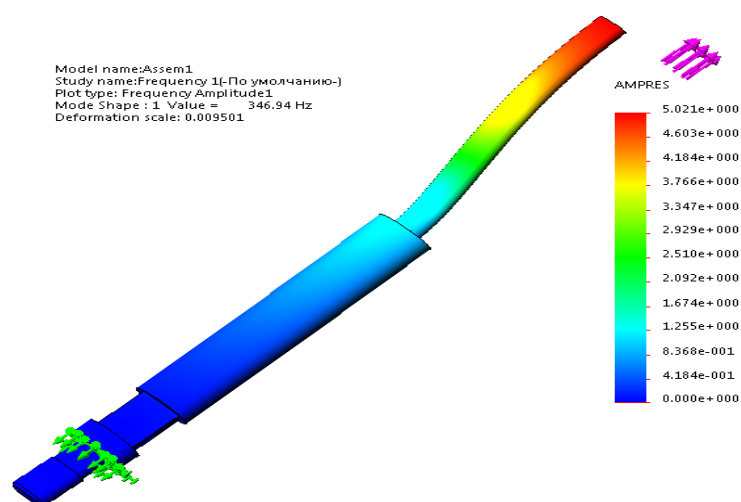


Рисунок 3.19 - Епюра власних коливань з'єднання штанги

З епюри власних коливань (рис. 3.19) видно, що частота власних коливань даного з'єднання склопластикової штанги становить 346,94 Hz. При наближенні до резонансу таких коливань з'єднання набуде деформації, як показано на епюрі.

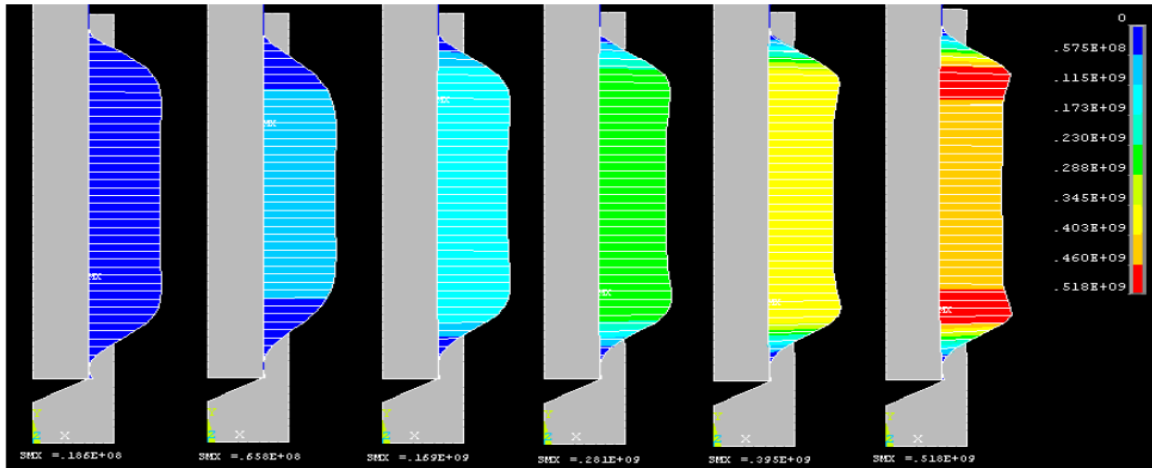
Таким чином, створене з'єднання склопластикової штанги з сталевую головкою має достатні характеристики міцності та опору втомі для використання в свердловинах глибиною до 2500 м.

На даний час розроблена математична модель контактної взаємодії тіла штанги і сталевій головки [21], яка дозволяє дослідити розподіл контактних напружень залежно від механічних та геометричних властивостей з'єднання. Проте для практичного використання модель досить складна. Нами запропоновано для знаходження оптимального зусилля обтискання застосовувати метод скінчених елементів, який порівняно легко реалізувати на ЕОМ. Геометричні параметри з'єднання: діаметр склопластикового тіла – 22 мм, зовнішній діаметр головки – 32 мм, довжина контакту – 90 мм, довжина зони обтискання – 80 мм. На поверхні контакту осесиметричної моделі задано опції: можливість взаємного переміщення і коефіцієнт тертя $f=0,1$, для матеріалу головки задано параметри $E=2,1 \cdot 10^{11}$ Н/м², $\nu=0,28$, $\sigma_m=4,2 \cdot 10^8$ Н/м², а для матеріалу тіла з ПКМ параметри ортотропії: модуль пружності в осьовому напрямку $E_y=0,5 \cdot 10^{11}$ Н/м², в радіальному напрямку $E_x=0,1 \cdot 10^{11}$ Н/м², $\nu_{xy}=0,22$.

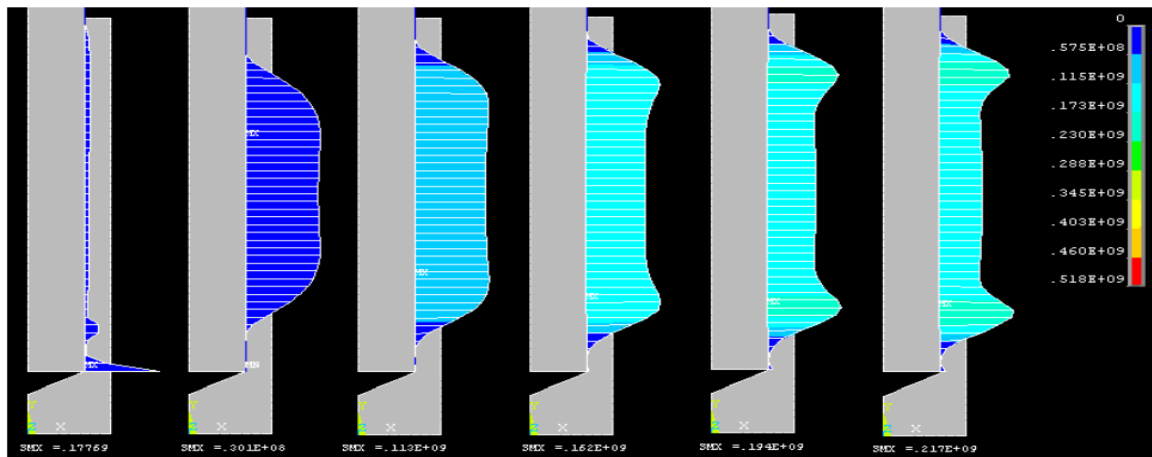
Для знаходження параметрів контактної взаємодії (контактний тиск), які визначають міцність з'єднання при різних зусиллях обтискання і різних рівнях осьового навантаження, застосовувався відповідний алгоритм.

На рис. 3.20 показано розподіл контактного тиску на поверхнях контакту при обтисканні (а) і після нього (б) при різних зусиллях обтискання.

Максимальне розтягуюче навантаження – 500 МПа, за умови $\sigma_x < \sigma_{xt}$ досягнуто при обтиску зусиллям 400 МПа.



(a)



(б)

(a) і після обтискання (б) при тиску обтискання 100, 200, 300, 400, 500, 600 МПа відповідно

Рисунок 3.20 - Розподіл контактного тиску по довжині контакту в момент обтискання

Підвищення міцності з'єднання при дії осьового навантаження можна досягнути при обтисканні сталеві головки формованими штампами. На рис. 3.21 показано розподіл контактного тиску по довжині контакту, якщо зусилля обтискання рівномірно змінюється від 400 МПа (вгорі з'єднання) до 300 МПа (внизу) в момент обтискання (а), після обтискання (б) і в момент досягнення максимально допустимого розтягуючого навантаження в 520 МПа (в).

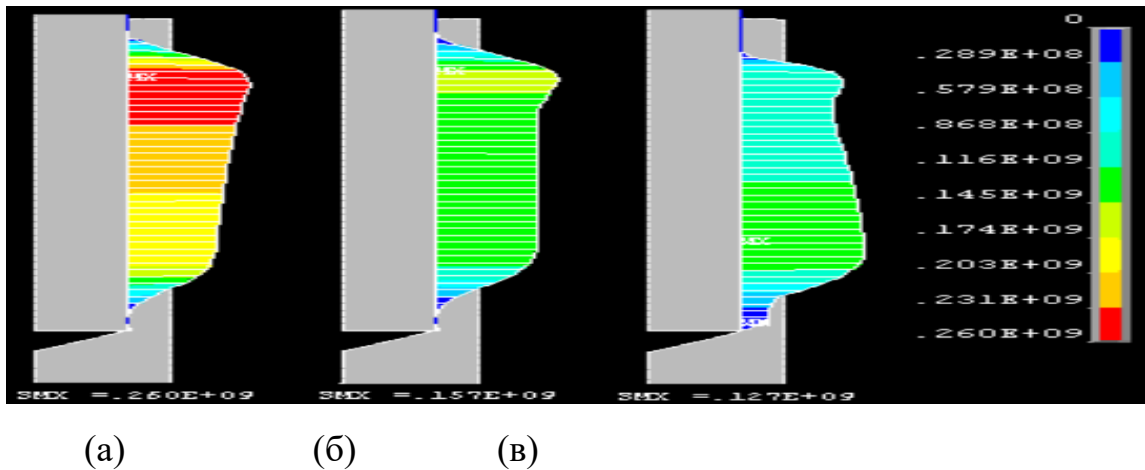


Рисунок 3.21 - Розподіл контактного тиску по довжині контакту при обтисканні похилими штампами (а), після обтискання (б), і в момент досягнення максимального розтягуючого навантаження (в)

Спосіб з'єднання шляхом обтискання потребує уважного ставлення до таких параметрів, як межа плинності $\sigma_{\text{хт}}$ і модуль пружності E_x склопластикового стрижня. Так, нами експериментально встановлено, що при обтисканні склопластикових стрижнів, полімерна складова яких втратила свої початкові міцнісні характеристики внаслідок тривалої дії середовища і температури, значно зменшується міцність з'єднання. Це потрібно враховувати при проектуванні таких з'єднань. Так, додаткове застосування клею в з'єднанні цього типу не тільки підвищить міцність з'єднання, але й забезпечить неможливість проникнення середовища в місце контакту.

Висновки до розділу 3

1. Для попередження передчасного руйнування склопластикових насосних штанг розроблений новий підхід до проектування штангових колон, оскільки при їх експлуатації більшість обривів спричинена завищеними навантаженнями на штанги.

2. Визначено, що відносно менша жорсткість склопластикових штанг (приблизно 1/5 жорсткості сталевих штанг) викликає в склопластиковій колоні

власні частоти коливання, які зазвичай складають тільки 50–60% власних частот коливань сталевих колон такої ж довжини. Менші величини власних частот колон склопластикових штанг означають, що якщо сталеві та склопластикові колони однакової довжини працюватимуть при однакових частотах відкачки, то склопластикові колони штанг буде працювати ближче до резонансу, ніж сталеві.

За результатами проведених теоретичних досліджень визначені закономірності дисипації коливань колони насосних штанг. Для цього:

а) враховуючи природу виникнення дисипативних сил та їх вплив на характер коливань колони насосних штанг обґрунтовано можливість дослідження інтенсивності дисипації коливань з врахуванням параметрів її компоновки;

б) шляхом складання системи диференціальних рівнянь руху для конкретної компоновки отримані значення коефіцієнта дисипації коливань для триступеневої комбінованої колони насосних штанг, укомплектованої склопластиковими та сталевими штангами.

Застосування для аналізу отриманих по конкретній компоновці колони насосних штанг коефіцієнтів дисипації дає змогу більш точно оцінити динамічну поведінку колони насосних штанг та встановити оптимальні режими роботи ШСНУ з метою недопущення резонансу за фактичних умов експлуатації.

3. Проведені дослідження впливу кручення показали, що міцність з'єднання типу оболонка-бандаж визначається рівнем контактних напружень, який залежить від широкого комплексу характеристик з'єднання. Зокрема, наявність клейового прошарку в області контактної взаємодії оболонки і бандажа підвищує контактну міцність конструктивного з'єднання в цілому. Ці результати використані в експериментальних дослідженнях насосних штанг із ПКМ.

4. Побудована повна діаграма опору циклічному згину склопластикових насосних штанг діаметром 22 мм при обертанні колони з використанням рівняння Почтенного Є.К., що є основного для прогнозування ресурсу з певною ймовірністю неруйнування.

5. Проведено скінченно-елементний аналіз запропонованого з'єднання полімерно-композиційного тіла штанги зі сталевую головкою. В програмному комплексі «SolidWorks» було зроблено 3D модель з'єднання полімерно-композиційного тіла штанги зі сталевую головкою та визначено його напружено-деформований стан, який свідчить про працездатність конструкції.

РОЗДІЛ 4

ДОСЛІДЖЕННЯ ВТОМНИХ ХАРАКТЕРИСТИК З'ЄДНАНЬ НАСОСНИХ ШТАНГ З ПОЛІМЕРНИХ КОМПОЗИТІВ ТА ЇХ МАТЕРІАЛІВ

4.1 Втомні характеристики матеріалів насосних штанг з нових полімерних композитів

Втомна модель базується на сукупному пошкодженню і є розробленою для прогнозування втомної довговічності виробів з армованих волокон полімерних композитів, зокрема насосних штанг. Ця модель основана на застосуванні максимального напруження, амплітуди напруження, частоти навантаження, залишкового модуля пружності при розтягу і констант матеріалу під час аналізу параметрів. Верифікація моделі проводилась на основі експериментальних даних випробувань на втому композиту зі скловолокна. Зразки піддавалися впливу повітря, прісної води, солоної води при 30°C. Результати показують, що для матеріалів, використовуваних в даному дослідженні, втрата залишкової міцності на розрив і модуля пружності в солоній воді приблизно така ж, як і в прісній воді, і що термін служби на втому в цих водних середовищах менше, ніж у повітрі. Чисельний аналіз здійснюється для визначення характеристик композитного матеріалу. Втомна модель добре узгоджується з експериментальними даними. Модель може бути використана для прогнозування втомної довговічності полімерних композитів, підданих прикладеному навантаженню в різних середовищах і дозволяє передбачити залишковий модуль пружності при розтягу після багатьох циклів роботи при заданому навантаженні.

Матеріал, що використовується в цих експериментах, це вінілестерскловолоконний композит. Композит виготовляють з поздовжньо рівних і безперервних ниток ровінгу. Загальний вміст волокна становить

приблизно 45% за масою і 36-37% за об'ємом, з яких приблизно одна третина - поздовжнє волокно.

Втомні експерименти проводилися в режимі чистого згину на машині ІМА-5. Величина максимального навантаження вибиралася в діапазоні від 35 до 65% від межі міцності на розрив і частоти навантаження були рівні 2950 хв^{-1} . Вибір рівнів навантаження заснований на наших попередніх дослідженнях і показав, що ці рівні були відповідні, щоб отримати значущі результати протягом певного періоду часу. Усі експерименти проводили при температурі середовища атмосферного повітря $25-30^\circ\text{C}$ на випробувальній втомній машині. Температуру $25-30^\circ\text{C}$ використовували для полегшення контролю, наближених до зовнішніх умов.

Зразки були занурені у камеру з відфільтрованою водопровідною водою, з якої були видалені хлор і мінерали, і в 3 % -ному розчині NaCl для імітації прісного і солоного водного середовища при 65°C протягом 506 і 451 годин, відповідно, для досягнення 95% насичення. Слід зазначити, що солоня вода являє собою складну суміш з багатьох хімічних складових. Тим не менш, з метою забезпечення відтвореного середовища, 3% NaCl (типова концентрація NaCl в пластовій воді) використовується в даному дослідженні. Перед навантаженням на втому межа міцності на розтяг, модуль пружності і коефіцієнт Пуассона були визначені в сухому повітрі (45% відносної вологості при $25-30^\circ\text{C}$), прісноводному і з водному солоному середовищах.

У таблиці 4.1 наведені статичні механічні властивості композиту, використовуваного в цьому дослідженні. Ця таблиця показує зниження на 25% і 32% межі міцності в прісноводних та в умовах солоної доли відповідно, в порівнянні з сухим повітряним середовищем, величини модуля пружності при розтягуванні мають такі ж зниження відповідно. Слід зазначити, що статистичні оцінки цих властивостей між прісною і солоною водою перекривають один одного. Таким чином, різниця механічних властивостей між ними не є статистично значущою.

Таблиця 4.1 – Механічні властивості скловолоконного композиту

Параметри	Сухе повітря		Прісна вода		Солонна вода	
	Значення	Стандартне відхилення	Значення	Стандартне відхилення	Значення	Стандартне відхилення
Межа міцності на розтяг, (МПа)	512	17,9	458	13,4	444	14,4
Модуль Юнга, (ГПа)	15,55	0,66	13,26	1,20	13,85	4,01
Коефіцієнт Пуассона	0,31	0,03	0,31	0,03	0,32	0,04

Втомні експерименти проводилися на окремих максимальних навантаженнях згину до поломки зразка. Величина прикладеного навантаження і кількість циклів при поломці записувалися в журнал експериментів.

На рис. 4.1 максимальне напруження представлено в залежності від числа циклів при поломці в подвійному логарифмічному масштабі для трьох наборів експериментальних даних втомі: при 25- 30° С в сухому повітрі (45% відносної вологості), прісній воді, і солоній воді (3% NaCl).

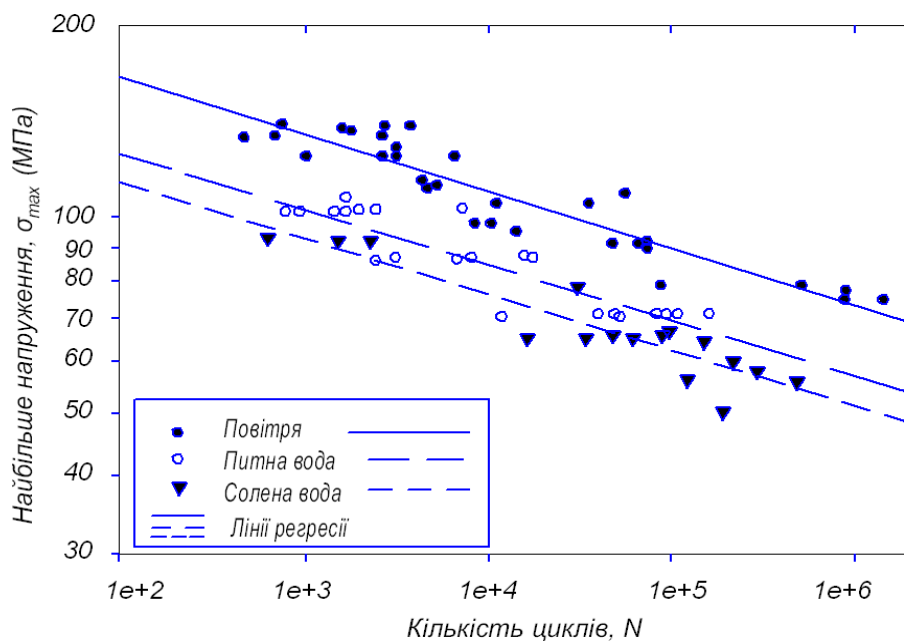


Рисунок 4.1 - Криві втомі склопластика в різних середовищах в подвійному логарифмічному масштабі

На цьому рисунку представлено експериментальні дані і криві $\sigma-N$, які будують за допомогою рівнянь лінійної регресії отриманих даних. Квадрат коефіцієнта лінійної кореляції (R^2) кількісно показує лінійну відповідність між максимальним напруженням і кількістю циклів до руйнування. Значення $R^2=1,0$ означає ідеальну лінійну залежність між двома величинами; значення $R^2<1,0$ означає менше пристосування до прямої. Значення R^2 виявилися рівними 0,858, 0,805 і 0,842 для сухого повітря, прісної води, і морської води, відповідно.

4.2 Втомні характеристики натурних насосних штанг з полімерних композитів при циклічному розтязі та згині

Для визначення працездатності гібридних насосних штанг в умовах дії навантажень циклічного розтягу та згину використана методика натурних випробувань на втому. Досліджено згинальну втомну поведінку гібридних втомних композитних стрижнів, що складаються з односпрямованих вуглецевих волокон в осерді і скляних в оболонці. Пошкодження оцінювали, контролюючи втрату жорсткості залежно від кількості циклів, а згинальну втомну міцність визначали з точки зору появи тріщин і руйнування. Методика акустичної емісії і мікроскопічне дослідження використовувалися для характеристики прогресування пошкодження і механізмів руйнування. Число циклів до відмови залежало від прикладеного рівня напруження, двопараметричний аналіз Вейбула використовувався для визначення ймовірності відмови згідно кривої $\sigma-N$. Пошкодження було ініційоване і розповсюджувалося в результаті розтріскування матриці і руйнування в зв'язці скляних волокон в оболонці та утворення тріщин в вуглецевому осерді (рис. 4.2).

Для дослідження втомної міцності було використано зразки гібридних штанг (осердя вуглепластику зі склопластиковою оболонкою) діаметром 19мм і довжиною до 320 мм китайського виробництва. Зразки досліджувалися

нациклічний розтяг при різному навантаженні (рис. 4.3) та напруження згину на стенді ЗКШ-25 при консольному згині частотою $n=950\text{хв}^{-1}$.



Рисунок 4.2 - Поперечний переріз гібридної насосної штанги з тріщиною, яка утворилася в вуглепластиковій серцевині (зліва) та розшарування склопластикової оболонки гібридної насосної штанги, яке утворилося після експлуатації в свердловині (справа) на промислах в Китаї.

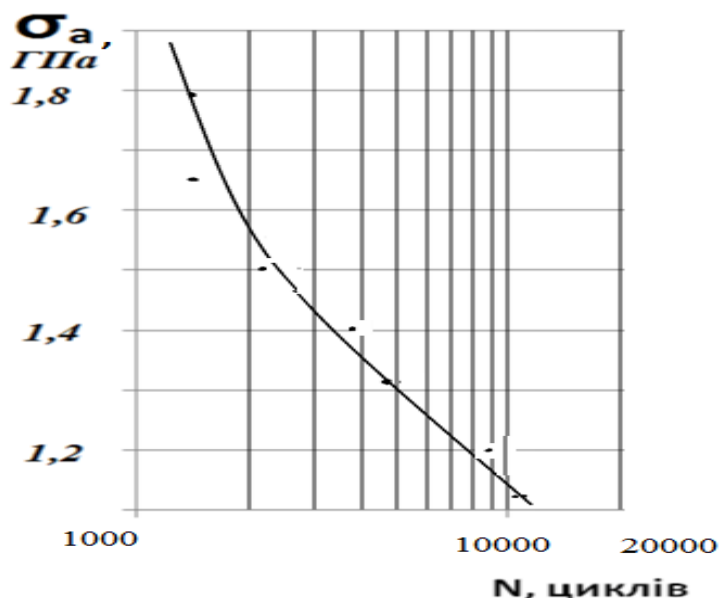


Рисунок 4.3 - Криві випробування на мало циклову втомну міцність гібридних насосних штанг за циклічного розтягу

Криві випробування на втомну міцність гібридних насосних штанг за циклічного розтягу свідчать про досить високий опір втомному руйнуванню. При базі випробувань 10 тис. циклів умовна межа втоми перевищує 1 ГПа, що дає можливість насосним штангам працювати в глибоких свердловинах. В той же час умовна межа втоми при базі 10 тис. циклів під час проведення експериментальних досліджень на циклічний згин досягала приблизно 200 МПа (рис. 4.5).

Для проведення експериментальних досліджень на циклічний згин було проведено розрахунок ваги вантажів при заданому напруженні згину. Напруження згину буде рівне

$$\sigma = \frac{M_{зг}}{W}, \quad (4.1)$$

де $M_{зг} = (P_B + P_{шт}) L$ – момент згину;

$W = \frac{\pi d_{шт}^3}{32}$ - осьовий момент опору.

Відповідно напруження згину рівне

$$\sigma = \frac{(P_B + P_{шт})L}{\frac{\pi d_{шт}^3}{32}}. \quad (4.2)$$

Звідки вага вантажу буде рівна

$$P_B = \frac{\sigma \cdot \pi d_{шт}^3 - 32LP_{шт}}{32L}. \quad (4.3)$$

Для достовірності результатів проведено дослідження при різних напруженнях згину. Проводимо розрахунки ваги вантажу.

Зразок №1 – при напруженні згину $\sigma = 120$ МПа.

$$P_B = \frac{120 \cdot 10^6 \cdot 3,14(19 \cdot 10^{-3})^3 - 32 \cdot 0,26 \cdot 20}{32 \cdot 0,26} = 290 \text{ Н}. \quad (4.4)$$



Рисунок 4.4 - Загальний вигляд зразка гібридної штанги з повздовжнім розшаруванням (з довжиною тріщини до 32 мм) після випробовувань на втому при згині

Після відпрацювання 7,34млн. циклів при заданих умовах утворилося три тріщини: $l_1=32$ мм, $l_2=30$ мм, $l_3= 5$ мм (рис. 4.4).

Зразок №2 – при напруженні згину $\sigma= 120$ МПа. Пройшов базове число циклів $N= 10$ млн. Утворилося чотири тріщини: $l_1=35$ мм, $l_2=30$ мм, $l_3= 10$ мм, $l_4= 6$ мм.

Зразок №3 – при напруженні згину $\sigma = 140$ МПа.

$$P_B = \frac{140 \cdot 10^6 \cdot 3,14(19 \cdot 10^{-3})^3 - 32 \cdot 0,26 \cdot 20}{32 \cdot 0,26} = 350 \text{ Н.} \quad (4.4)$$

Після відпрацювання 1,4372 млн. циклів при заданих умовах утворилося шість тріщин: $l_1=21$ мм, $l_2=20$ мм, $l_3= 17$ мм, $l_4=15$ мм, $l_5=12$ мм, $l_6= 10$ мм.

Зразок №4 – при напруженні згину $\sigma = 150$ МПа.

$$P_B = \frac{150 \cdot 10^6 \cdot 3,14(19 \cdot 10^{-3})^3 - 32 \cdot 0,26 \cdot 20}{32 \cdot 0,26} = 368,3 \text{ Н.} \quad (4.5)$$

Після відпрацювання 0,421 млн. циклів при заданих умовах утворилося три тріщини: $l_1=17$ мм, $l_2=10$ мм, $l_3= 10$ мм.

Зразок №5 – при напруженні згину $\sigma = 160$ МПа.

$$P_B = \frac{160 \cdot 10^6 \cdot 3,14(19 \cdot 10^{-3})^3 - 32 \cdot 0,26 \cdot 20}{32 \cdot 0,26} = 394,2 \text{ Н.} \quad (4.6)$$

Після відпрацювання 81200 циклів при заданих умовах утворилося шість тріщин: $l_1=12$ мм, $l_2=11$ мм, $l_3=10$ мм, $l_4=8$ мм, $l_5=7$ мм, $l_6=5$ мм

Отримані дані зведено в таблицю 4.2

Таблиця 4.2 – Результати випробувань гібридних штанг на втому при згині

Зразок №	Напруження згину σ , МПа	Вага вантажу P_B , Н	К-сть відпрацьованих циклів N до появи тріщин, млн.	К-сть тріщин	Параметри тріщини l , мм	Примітки
1	120	290	7,34	3	32; 30; 5	Зразок не зламався
2	120	290	>10,0	4	35;30;10;6	Зразок не зламався
3	140	350	1,4372	6	21; 20; 17; 15 12; 10	
4	150	368,3	0,421	3	17; 10; 10	
5	160	394,2	0,0812	6	12; 11; 10; 8; 7; 5	

На основі отриманих результатів дослідів можна зробити наступні висновки.

При напруженні в 140, 150, 160 МПа випробувальний зразок гібридної насосної штанги зламався в місці з'єднання сталеві головки з тілом штанги, витримавши при цьому 1,4372; 0,421 і 0,0812 млн. циклів відповідно. Це свідчить про те, що дані гібридні насосні штанги не в змозі витримувати високі напруження згину.

При напруженні згину в 120 МПа один досліджувальний зразок пройшов 7,34 млн. циклів, а другий 10 млн. циклів відповідно і не зламався, проте з'явилися численні втомні тріщини. Такі результати свідчать про те, що дані штанги можуть витримувати напруження згину до 120 МПа.

Пошкодження утворилося уздовж контакту скловолокно/вуглеволокну через концентрацію напружень, яка виникла між двома матеріальними системами, що призвело до асимптотичної поведінки втрати жорсткості. Оскільки пошкодження не поширювалося на ядро вуглеволокну, статичні механічні властивості зберіглися.

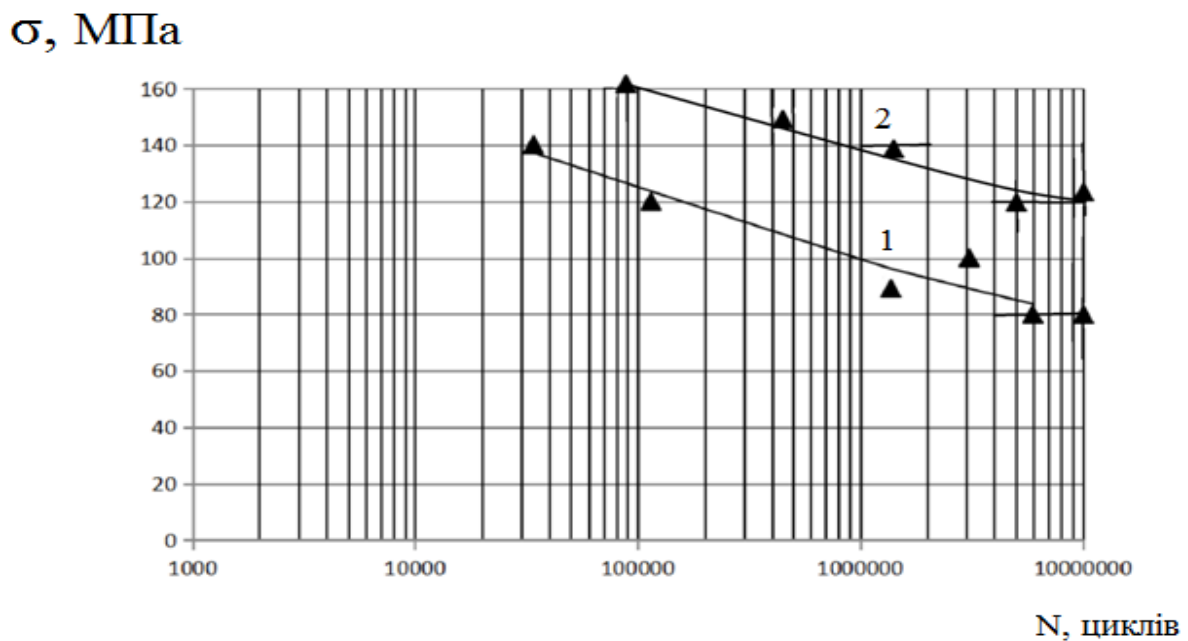


Рисунок 4.5 - Діаграма втомної міцності гібридних насосних штанг (крива 2) та склопластикових насосних штанг (крива 1) при циклічному згині

Згідно отриманих результатів побудовано діаграму втомної міцності гібридних насосних штанг при циклічному згині в порівнянні із склопластиковими насосними штангами (рис. 4.5).

На основі аналізу графіку 1 (рис.4.5), отримали функцію залежності σ від N склопластикових насосних штанг з апроксимацією даних $R^2 = 0,8931$

$$\sigma = 372,2 \cdot N^{-0,096}. \quad (4.7)$$

Функція залежності σ від N гібридних насосних штанг з апроксимацією даних $R^2 = 0,914$ має вигляд

$$\sigma = 100,7 \cdot N^{-0,09}. \quad (4.8)$$

При дослідженні відпрацьованих зразків були виявлені наступні дефекти (рис. 4.6). Спочатку проходить розшарування волокон в склопластиковій оболонці. Міцність оболонки ослаблюється і навантаження вуглепластикового осердя зростає. Далі проходять обриви вуглеволокон і руйнування поширюється на все осердя. Кінцевий обрив гібридної штанги локалізується в місці з'єднання сталевий головки з гібридним стрижнем.

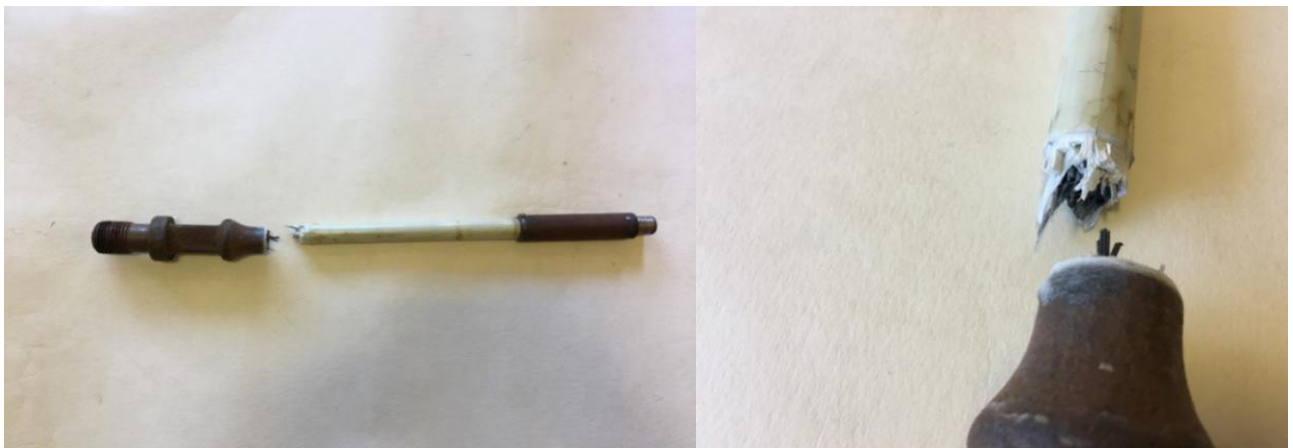


Рисунок 4.6 - Характерні дефекти і вид зламів відпрацьованих зразків

На зразках гібридних штанг, що працювали при змінних напруженнях згину 120, 140, 150 і 160 МПа були виявлені тріщини різних довжин, що наведені в таблиці 4.2.

На основі цих даних побудована графічна залежність $L - \sigma$ (рис.4.7) в порівнянні зі склопластиковими штангами.

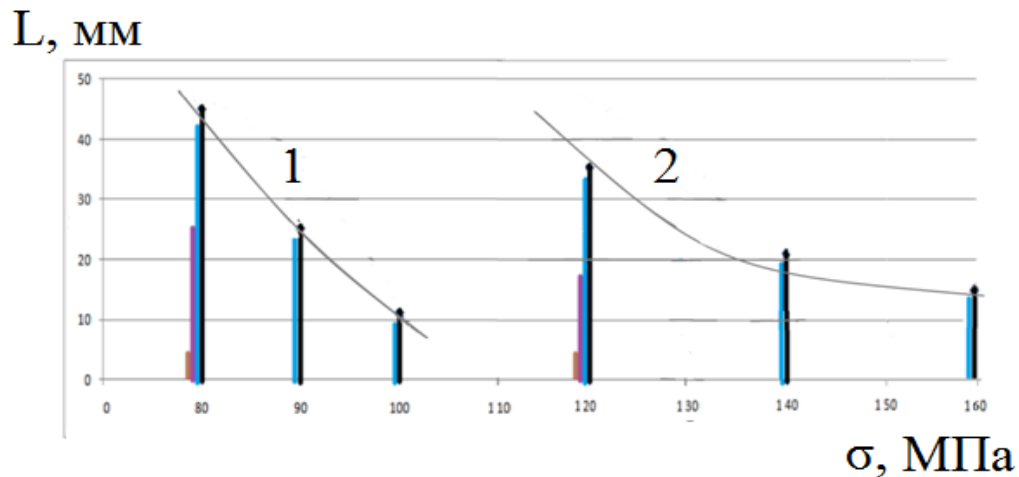


Рисунок 4.7 - Графік залежності кількості (показано вертикальними стовпчиками) та довжини тріщин L від величини напруження згину склопластикових (1) та гібридних (2) насосних штанг

Функція залежності $L - \sigma$ склопластикових штанг при апроксимації $R^2 = 0,8284$ має вигляд

$$L = 13 \cdot \sigma^{-6,222} . \quad (4.9)$$

Виявлено, що межа витривалості гібридних штанг при циклічному згині є в 1,5 рази вищою, ніж відповідна межа втомних склопластикових насосних штанг.

4.3 Акустично-емісійні характеристики відпрацьованих натурних насосних штанг з полімерних композитів

Використання в сучасній нафтогазовидобувній промисловості нового композиційного матеріалу - склопластика при виготовленні відповідальних деталей при видобутку нафти - насосних штанг (рис. 4.8) спричинило за собою ряд проблем, зв'язаних з нестабільністю технології їхнього виробництва і, як наслідок, нестабільністю міцнісних характеристик деталей, що випускаються [1-3]. Пломки, що виникають при видобутку нафти, і істотні витрати, що йдуть на уловлювання уламків зі свердловини, та ремонт устаткування викликали

необхідність вишукати спосіб оцінювання і контролю міцності деталей, що випускаються. Одним зі шляхів рішення цієї задачі є розробка методик неруйнівного діагностування і прогнозування міцності деталей за допомогою методу акустичної емісії.



Рисунок 4.8 - Насосні штанги та стрижні з склопластика

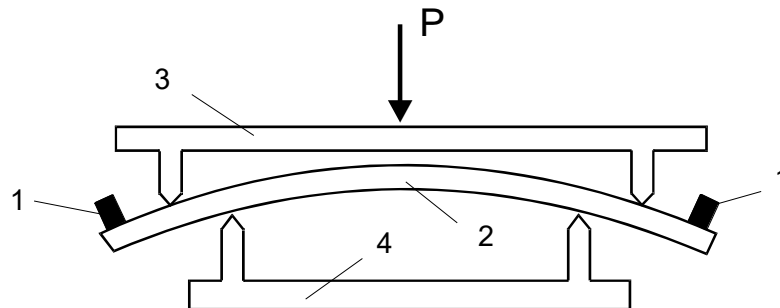
Акусто-емісійні дослідження склопластикових відрізків насосних штанг, які є основною і відповідальною складовою частиною насосних штанг при статичному навантаженні на згин стало частиною виконання замовлення нафтогазової промисловості по створенню методик неруйнівного діагностування і прогнозування міцності насосних штанг при видобутку нафти.

4.3.1. Випробування відрізків насосних штанг статичним навантаженням на згин

1) Випробування проводилися за допомогою машини IP5057-50 навантаженням на вигин (чотириточковий вигин) з постійною швидкістю 5мм/хв. Схема навантаження показана на рис. 4.2.

2) Одночасно з навантаженням на самописі IP5057-50 робився запис діаграми навантаження - відносна деформація і реєстрація параметрів сигналів АЕ за допомогою вимірювального комплексу ПАК АЕ. Для зняття сигналів АЕ

п'єзоелектричні давачі кріпилися за допомогою струбцин на кінцях відрізків насосних штанг (рис. 4.9) через шар акустичного мастила.



1 – п'єзоелектрический давач; 2 - відрізок насосної штанги;
3 - пуансон; 4 - опора

Рисунок 4.9 - Схема навантаження відрізків насосних штанг:

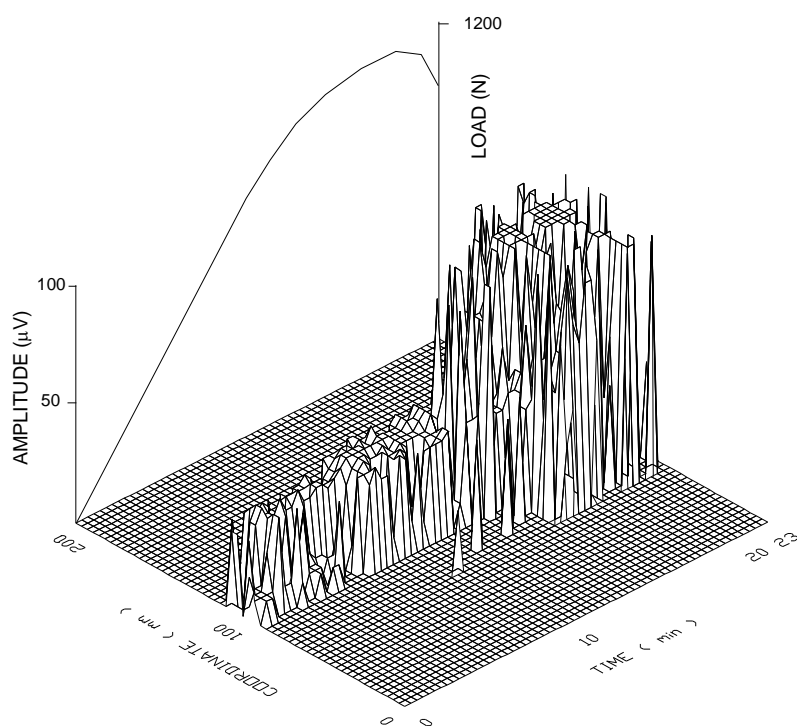
Навантаженням за зазначеною схемою до руйнування було випробувано 15 зразків (надалі відрізки насосних штанг будемо іменувати зразками).

4.3.2. Акустична емісія при деформуванні відрізків насосних штанг

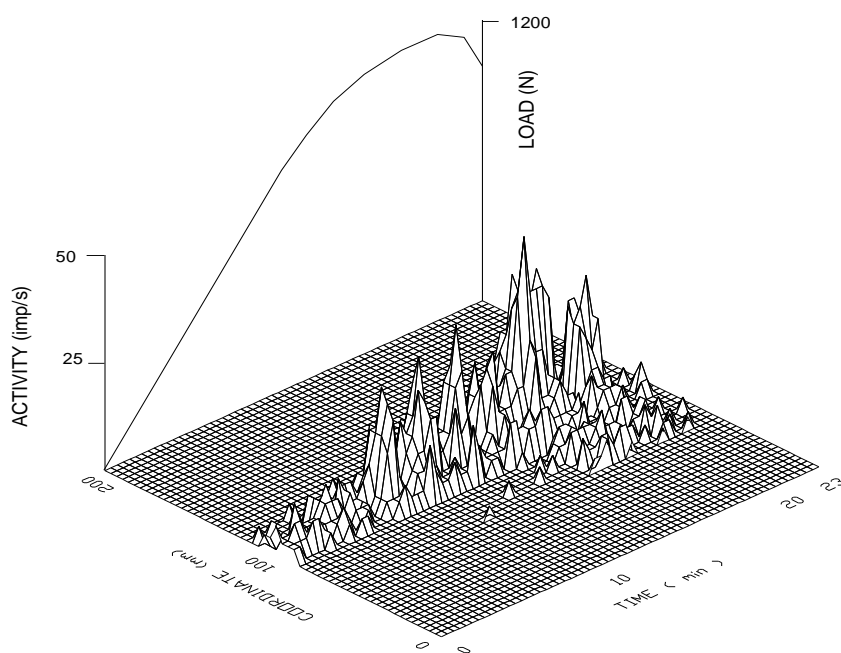
Проведені випробування дозволили одержати залежності параметрів сигналів АЕ від навантаження і лінійної координати по довжині зразків. На рис.4.10 показані типові акустограми амплітуди рис. 4.10(а) і активності рис. 4.10(б) сигналів АЕ, отримані при випробуванні склопластикових зразків.

Подібний тип акустограм був отриманий для усіх випробуваних зразків. Характерним і загальним в поведженні АЕ склопластикових зразків є те, що залежність амплітуди й активності сигналів АЕ від навантаження має завжди той самий вид, представлений на рис. 4.10.

Як видно з графіків (рис. 4.10,4.11), сигнали АЕ випромінюються відразу ж після початку навантаження, при цьому рівень емісії невисокий - амплітуда сигналів знаходиться на рівні 1200-1800мкВ (рис.4.10(а)), а інтенсивність дорівнює приблизно 10 імп/с (рис. 4.10 (б)). Цікавим є той факт, що



a)



б)

Рисунок 4.10 - Залежність амплітуди (а) і активності (б) сигналів АЕ від навантаження і лінійної координати по довжині зразка

амплітудний рівень залишається постійним від початку навантаження і до досягнення матеріалом зразка деякого критичного навантаження $P_{кр}$. При досягненні цього навантаження має місце різкий сплеск параметрів АЕ. Тут амплітуда сигналів приймає максимальні значення близько 6000мкВ, активність підвищується до рівня 50-60 імп/с (рис. 4.10).

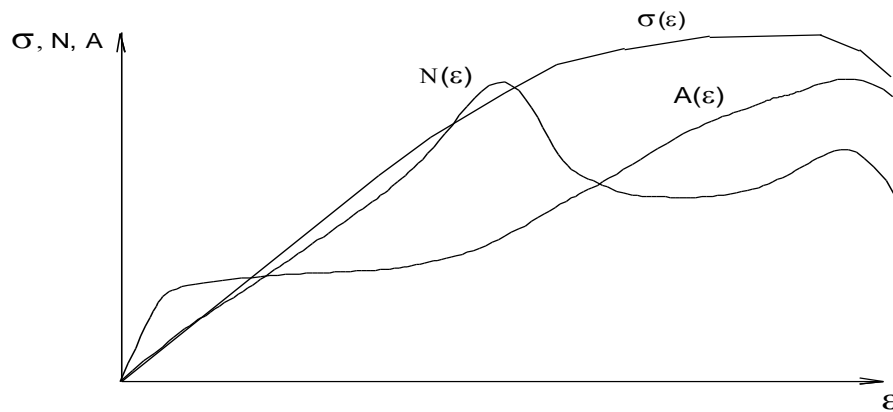


Рисунок 4.11 - Криві залежностей амплітуд (A) і активності (N) сигналів АЕ та напружень (σ) від відносної деформації (ϵ) склопластикових зразків

Як показують матеріали експериментів, критичне навантаження, при якій відбувається різкий сплеск параметрів АЕ, відповідає

$$P_{кр} = (0,7 \div 0,8) P_{max}, \quad (4.10)$$

де P_{max} - максимальне навантаження, що витримав зразок.

Оскільки те саме проявлення параметрів АЕ (різке підвищення амплітуди до 6000мкВ і активності до 50-60 імп/с) відповідає тому самому навантаженню, зв'язаному, відповідно до (4.10), з руйнівним навантаженням, то можна припустити можливість використання значень параметрів АЕ для оцінки навантаження, а значить і міцнісного стану зразків. Для перевірки цього припущення було проведено детальне вивчення параметрів сигналів АЕ, отриманих при випробуванні партії зразків.

4.3.3. Амплітудна селекція сигналів АЕ

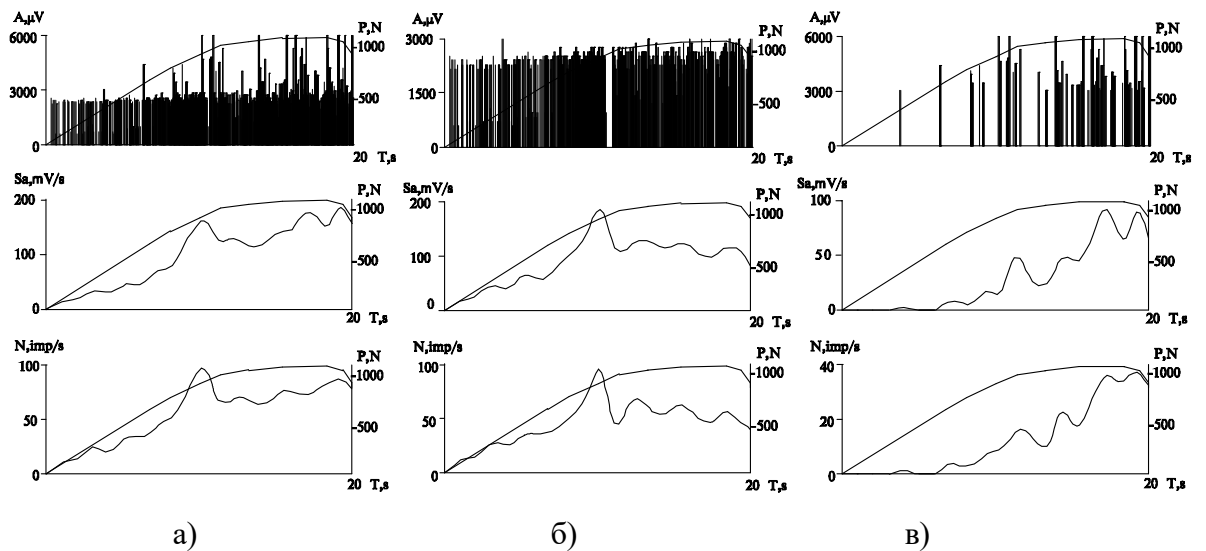
Амплітудний розподіл сигналів АЕ на всій ділянці навантаження зразків має свої особливості. Установлено, що при навантаженні склопластику, в основному виявляються два типи сигналів АЕ: основний “фон” - низький рівень сигналів близько 1200мкВ, що є присутнім від початку навантаження до самого руйнування, і сигнали, що виявляються як амплітудні сплески (понад 3000мкВ), що з'являються в міру збільшення навантаження і найбільше явно виявляють себе при перевищенні критичного навантаження $P_{кр}$.

На рис. 4.10 показані залежності параметрів сигналів АЕ обох типів. Дані графіки були отримані програмною обробкою матеріалів АЕ, у процесі якої проводилася амплітудна селекція сигналів, тобто з загального обсягу сигналів АЕ, отриманих при тестуванні склопластикового зразка, відбиралися сигнали низького рівня - до 3000мкВ і високого - понад 3000мкВ і по них будувалися представлені залежності.

Наявність двох різних проявів АЕ може бути пояснено природою їхнього походження. Структура склопластику являє собою систему волокно - матриця, де волокнами є скловолокно, а матрицею - епоксидна сполучна. Низькорівневе випромінювання сигналів АЕ може бути зв'язане з плинністю і розтріскуванням матриці і руйнуванням границь розділу волокно-матриця [4]. Активність цих сигналів безупинно зростає до рівня навантаження, що відповідає $P_{кр}$; на рис. 4.12(б) даний момент визначається максимумом активності АЕ.

Збільшення навантаження і прогину приводить до того, що вичерпавши запас міцності матриці, руйнування втягує в себе скловолокна. Перші високоамплітудні сплески свідчать про розрив найбільш слабких волокон, розташованих у поверхні зразка, де діють максимальні нормальні напруги (рис. 4.12). Висока амплітуда сигналів АЕ, що виникає при розриві волокон, викликана кількістю пружної енергії, що накопичується і вивільняється при їхньому розриві [5]. Зростаюче кількість сигналів АЕ відбиває кількість волокон, що руйнуються; на рис. 4.12(в) видно підвищення активності

високоамплітудних сигналів. Пік активності цих сигналів відповідає моменту руйнування матеріалу, тут крім розриву окремих волокон можливе включення ще одного виду руйнування - матриця, що розтріскується, і волокна, що рвуться, поєднуються в магістральну тріщину, що несе руйнування.



а) побудовані по всім сигналам АЕ, зареєстрованим при випробуванні зразка; б) - по сигналам, амплітудний рівень яких нижче 3000мкВ; в) - по сигналам, рівень яких перевищує 3000мкВ

Рисунок 4.12 - Залежності амплитуди (А), сумарної амплитуди (S_a) та активності сигналів АЕ (N) від навантаження (P):

Таким чином, максимум активності низькорівневих сигналів і наявність високоамплітудних сигналів показують момент настання катастрофічних змін у структурі матеріалу. На підставі цього можна сказати, що параметри АЕ характеризують процеси, що відбуваються в матеріалі. Однак таке діагностування стану матеріалу є руйнуючим, тому необхідно було знайти спосіб, у якому за допомогою параметрів АЕ можна було б характеризувати стан і міцність матеріалу при його тестуванні в зоні докритичного навантаження.

4.3.4. Розробка методу неруйнівного діагностування і прогнозування міцності відрізків насосних штанг

Якщо на прикладі графіка на рис. 4.12 (в), для побудови якого були використані параметри сигналів АЕ, амплітуда яких перевищує 3000мкВ, розглянути поведіння АЕ, випромінюваної при навантаженні зразка, то видно, що поява перших високоамплітудних сплесків (понад 3000 мкВ) відбувається ще в зоні пружності, задовго до настання $P_{кр}$ (рис. 4.13). Фіксація цих сигналів, амплітудний рівень яких перевищує рівень фону в два рази, свідчить про початок розвитку небезпечного дефекту структури зразка. Логічно припустити, що чим при меншому навантаженні будуть зафіксовані високоамплітудні сигнали, тим менш міцним може виявитися тестований зразок.

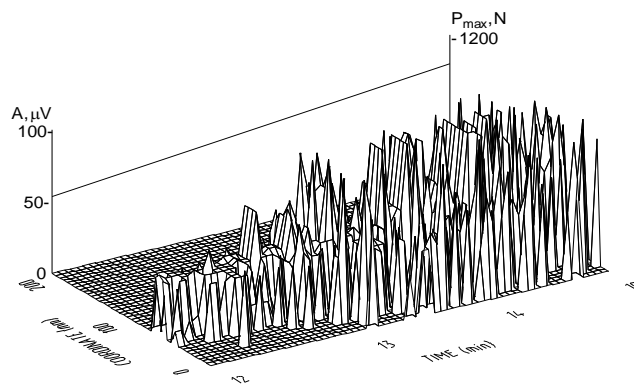


Рисунок 4.13 - Фрагмент навантаження, який показує початок руйнування СКЛОВОЛОКОН

Для перевірки цього припущення, використовуючи підхід, вироблений на сталевих зразках, для 15-ти випробуваних склопластикових зразків були визначені навантаження прогнозування $P_{пр2}$, що відповідають моменту появи сигналів АЕ, амплітудою 3000 мкВ і активністю 25 імп/с і обчислені коефіцієнти прогнозування граничного навантаження для кожного зразка

$$K = \frac{P_{max}}{P_{npg}} . \quad (4.11)$$

Виявилося, що коефіцієнти прогнозування для випробуваної партії зразків знаходяться в межах від 2,06 до 3. Як і у випадку зі сталевими зразками, така розбіжність значень коефіцієнта прогнозування зв'язана з нестабільністю технології виробництва склопластику (яка тут значно більше, ніж у зразків сталі Ст3, тому, з огляду на відповідальність тестованих зразків, які служили основою насосних штанг, що випускаються, найбільш раціональним буде, якщо як коефіцієнт прогнозування граничного навантаження зразків прийняти мінімальне значення $K_{min}=2$, тоді можлива помилка піде в запас міцності.

Для організації неруйнівного контролю міцності деталей коефіцієнт прогнозування граничного навантаження використовувався для визначення безпечного рівня тестування за формулою

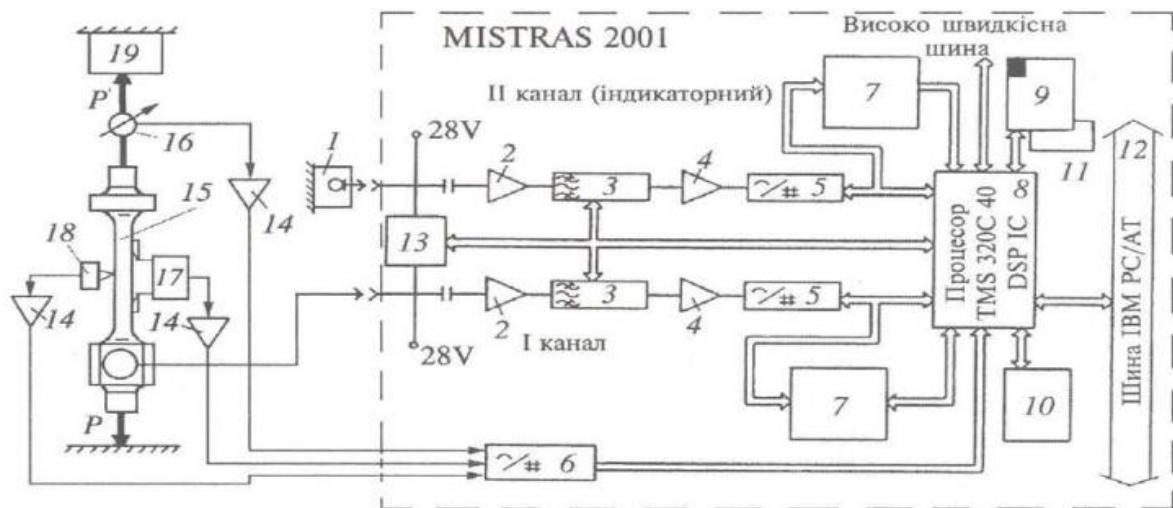
$$P_{тест} = \frac{P_{max}^{don}}{K_{min}} , \quad (4.12)$$

де P_{max}^{don} - припустиме значення максимального навантаження склопластикових зразків.

Тепер, навантажуючи зразок до $P_{тест}$ і вимірюючи значення амплітуди й активності сигналів АЕ, можна сказати, що тестований зразок є міцним, тобто максимальне навантаження, що він здатний витримати, - не нижче P_{max}^{don} у випадку, коли амплітуда сигналів не перевищила 3000мкВ і активність – 25імп/с, чи в протилежному випадку цей зразок визнається дефектним і відбраковується. Крім цього, при необхідності можна спрогнозувати максимальне навантаження зразка, визначивши її за формулою

$$P_{разр}^{npg} = P_{npg} K_{min} . \quad (4.13)$$

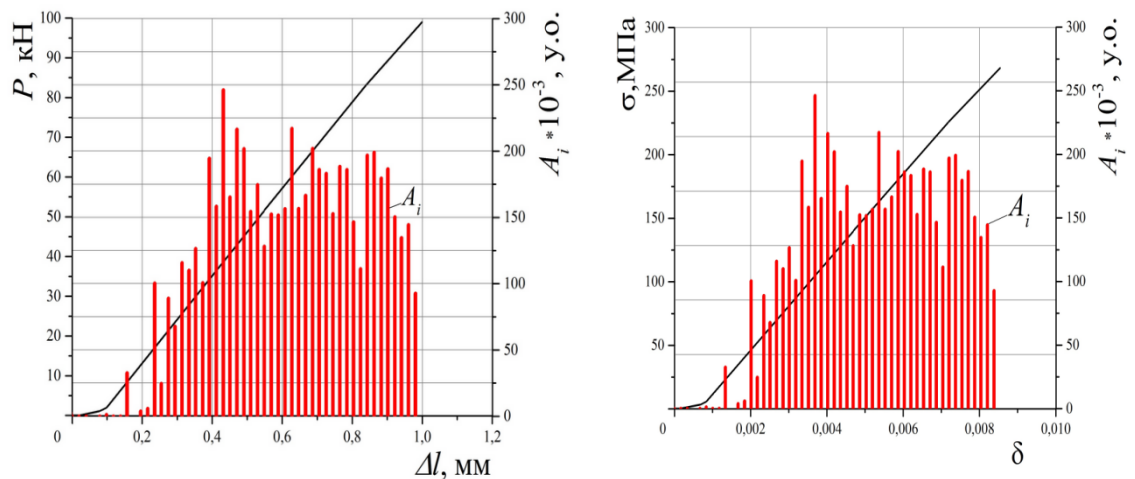
Оцінку витривалості і довговічності розроблених насосних штанг провели на основі втомних випробувань натурних зразків діаметром 22 мм при круговому згині. Зразки, які випробовували при змінних напруженнях 100 і 80 МПа до появи тріщин втоми і працювали до 3,091 і 5,955 млн. циклів відповідно, після втомних випробувань підлягали розтягу на розривній машині до величин прикладання зусилля величиною 100 кН з контролем сигналів акустичної емісії (Рис.4.14а).



Блок-схема експериментальних досліджень: 1-ПАЕ; 2-попередній підсилювач САЕ; 3-блок фільтрів верхніх і нижніх частот; 4-підсилювач потужності; 5,6-аналогово-цифровий перетворювач; 7-блок відтворення зображень у реальному масштабі часу; 8-блок процесора; 9-блок оперативної пам'яті; 10-пам'ять на жорсткому диску; 11-допоміжний запам'ятовувальний пристрій; 12-шини персонального комп'ютера; 13-блок тестування пам'яті; 14-підсилювач постійного струму; 15-досліджуваний зразок; 16-тензометричний динамометр; 17-тензометричний перетворювач переміщень; 18-тензометричний перетворювач звуження шийки зразка; 19-навантажувальна установка

Рисунок 4.14 - а. Блок схема експериментальних досліджень склопластикових насосних штанг з використанням метода акустичної емісії

З результатів експериментів видно, що сигнали АЕ найбільш активно проявляються при навантаженні штанги зусиллям до 50 кН і при цьому досягають величин до $220-250 \cdot 10^{-3}$ умовних одиниць, а далі, по мірі зростання зусилля до 100 кН, затухають і зменшуються до величин $90-110 \cdot 10^{-3}$ умовних одиниць (Рис.4.14б). Розриву штанги після досягнення зусилля розтягу 100 кН не сталося. Це свідчить про те, що склопластикові штанги після появи тріщин втрати всієї ще має достатній резерв міцності.



б

в

зліва – діаграма «зусилля – деформації»,

зправа – діаграма «напруження – відносне видовження».

Рисунок 4.14 - б - в. Діаграми розтягу та інтенсивності сигналів акустичної емісії в штанзі, випробуваній на втому при дії змінного напруження 100 МПа

На підставі отриманих результатів запропонована методика діагностування і прогнозування міцності склопластикових відрізків (заготовок), використовуваних для виробництва насосних штанг.

З промислової партії заготовок відбирається контрольна група, що піддається тестуванню, що неруйнує; у випадку виробництва особливо відповідальних деталей тестуванню підлягають усі заготовки. Тестування

кожної заготовки, що неруйнує, проводять навантаженням на чотириточковий вигин, ступінчасто, до навантаження тестування $P_{тест} = \frac{P_{max}^{доп}}{K_{min}}$, де $P_{max}^{доп}$ - допустиме значення максимального навантаження заготовок, K_{min} - коефіцієнт прогнозування максимального навантаження ($K_{min}=2$), з одночасною реєстрацією навантаження і параметрів сигналів АЕ.

Якщо при навантаженні до $P_{тест}$ значення амплітуд і активності сигналів АЕ перевищили контрольні значення: 3000мкВ і 25имп/с, то заготовка визнається дефектною і відбраковується; при необхідності визначається її максимальне навантаження за формулою $P_{max}^{нрз} = P_{нрз} K_{min}$, де $P_{нрз}$ - навантаження при якій параметри АЕ досягли контрольного рівня.

Якщо ж параметри АЕ не перевищили контрольного рівня, то заготовка не містить дефекти, що розвиваються і небезпечних для міцності дефектів і її міцність вважається не нижче допустимої.

З результатів експериментів видно, що сигнали АЕ в відпрацьованих на втому штангах найбільш активно pojawiaються при навантаженні штанги зусиллям до 50 кН і при цьому досягають величин до $220-250 \cdot 10^{-3}$ умовних одиниць, а далі, по мірі зростання зусилля до 100 кН, затухають і зменшуються до величин $90-110 \cdot 10^{-3}$ умовних одиниць.

4.4. Вибір раціональних параметрів приводу обертача колони склопластикових насосних штанг

При роботі штангової свердловинної насосної установки велику складність викликають асфальтосмолопарафінові відкладення, а внаслідок тертя колони штанг об колону НКТ міжремонтний період роботи свердловини є скорочується. Для боротьби з цими проблемами застосовують штангообертачі у комплекті з скребками. Особливо важливим є використання обертачів для штанг з ПКМ [78-81].

Штангообертачі з закритими храповими механізмами і черв'ячною передачею (моделі T-164, T-302, T-302SG компанії R&M Energy Systems) мають переваги черв'ячного штангообертача [79] і, крім того, наявність корпусу забезпечує змащення деталей в ванні з мастилом, що набагато збільшує довговічність передач. В моделі T-302SG (“Slow Gear”) застосовано черв'ячну передачу з більшим передавальним відношенням (табл. 4.3), що зменшує крутні навантаження на колону і рекомендовано для колони склопластикових штанг.

Таблиця 4.3 – Технічні характеристики штангообертачів

Модель	T-164	T-252	MD-300	T-302	T-302SG
Тип передачі	черв'ячна	храпова	черв'ячна	черв'ячна	черв'ячна
Максимальний крутний момент, Нм	144	163	136	325	325
Максимальне рекомендоване осьове навантаження, кН	58	147	147	178	178
Кількість коливань важеля на один оберт колони	28	24	160	77	154
Відстань між тросами підвіски штока, мм; модель підвіски	100 ПСШ 3	150 ПСШ 6	150 ПСШ 6	177 ПСШ 15	177 ПСШ 15
Діаметр полірованого штока, мм	28-32	28-38	28-38	28-44	28-44

Штангообертач з черв'ячною передачею і робочим ходом, який відповідає ходу колони штанг униз (модель MD-300 компанії R&M Energy Systems), конструктивно подібний на моделі T-164, T-302, T-302SG, але

відрізняється способом передачі зусилля для обертання. Обертання штанг виконується при ході колони вниз за допомогою вантажу на кінці важеля. При цьому забезпечується постійний крутний момент і зменшується ймовірність проковзування в парі тертя затискач полірованого штока - стіл штангообертача. Ця модель штангообертача не потребує застосування запобіжника і рекомендована для колон склопластикових насосних штанг.

За прототип нами був вибраний черв'ячний штангообертач російського виробництва ШВР.08.000. фірми «ИННОТЕХ» (рис. 4.15).

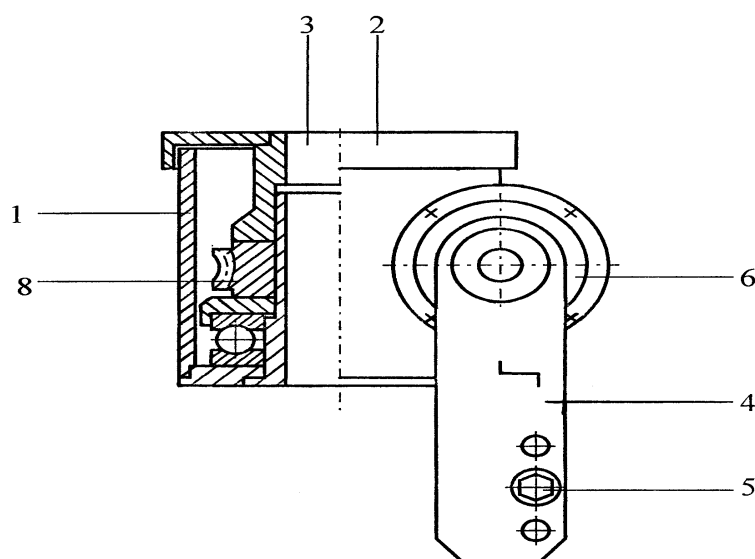


Рисунок 4.15 - Штангообертач ШВР.08.000

Принцип його роботи наступний: при ході балансира вверху, трос, що з'єднує балансир з важелем 4 через отвір 5, піднімає важіль вверху, важіль через храпову передачу односторонньої дії передає свій рух до черв'яка 6, який в свою чергу обертає зубчасте колесо 8, яке жорстко з'єднане з стовбуром штангообертача 3.

Проблемою штангообертачів є те, що вони обертають колону насосних штанг тільки при ході балансира вниз або вверху. Це збільшує величину крутного моменту і може пошкодити насосну штангу з ПКМ. Тому, нами розроблено привод штангообертача, який забезпечує безперервне обертання

колони насосних штанг, що зменшує величину крутного моменту і не пошкоджує насосну штангу з ПКМ.

4.4.1. Вдосконалення приводу обертача

Для забезпечення безперервної роботи в порівнянні з прототипом було

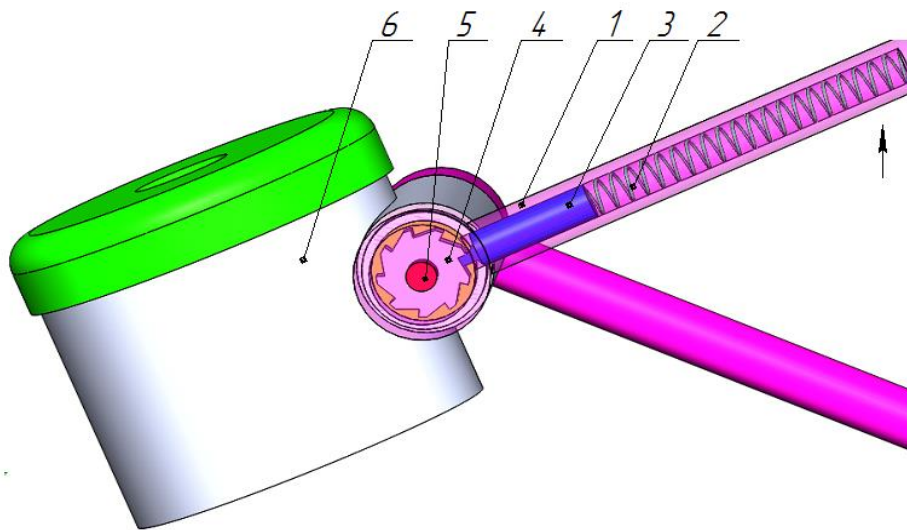


Рисунок 4.16 - Лівий приводний вузол штангообертача

встановлено додатковий важіль з храповим механізмом, що дало змогу обертати колону штанг не тільки при русі головки балансира ввверх, а і при її русі вниз (рис.4.16).

При русі головки балансира вниз, важіль 1 (рис. 4.16) підіймається уверх, у важелі встановлена пружина 2, яка підпирає стопор 3. Стопор 3 обертає храпове колесо 4, яке з'єднано шпонкою з черв'яком 5. Коли головка балансира підіймається ввверх, правий важіль опускається вниз, що призводить до обертання черв'яка. Під час цього, завдяки пружинному храповому механізму правий важіль займає вихідне положення.

Таким чином, правий та лівий храпові механізми забезпечують безперервну дію штангообертача, що дозволить зменшити відкладення парафінів в свердловині та зменшити знос штанг та НКТ [88].

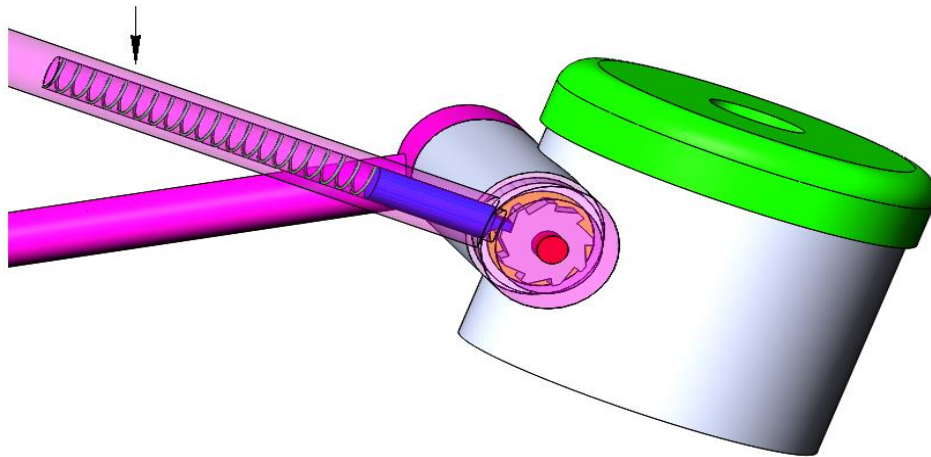


Рисунок 4.17 - Правий приводний вузол штангообертача

При роботі штангової свердловинної насосної установки велику складність викликають асфальтосмолопарафінові відкладення, а також міжремонтний період роботи свердловини внаслідок тертя колони штанг об колону НКТ є заниженим. Для боротьби з цими проблемами застосовують штангообертачі у комплекті з скребками. В даній роботі вдосконалено штангообертач черв'ячного типу з метою безперервного обертання колони склопластикових насосних штанг та зменшення величини крутного моменту, який діє на тіло штанги, та відповідного підвищення ресурсу колони штанг та проведено скінчено-елементний аналіз його несучих деталей.

Аналіз конструкцій штангообертачів показав, що найбільш доцільним є використання черв'ячних штангообертачів, завдяки їхньому високому терміну служби та простоті конструкції.

4.4.2 Скінченно-елементний аналіз (СЕА) черв'ячної передачі

Стрілками позначено закріплення та прикладений обертовий момент (рис. 4.18 а). Побудована сітка скінченних елементів черв'яка для проведення аналізу його напруженого стану (рис. 4.18 б).

4.4.3. СЕА черв'яка на міцність

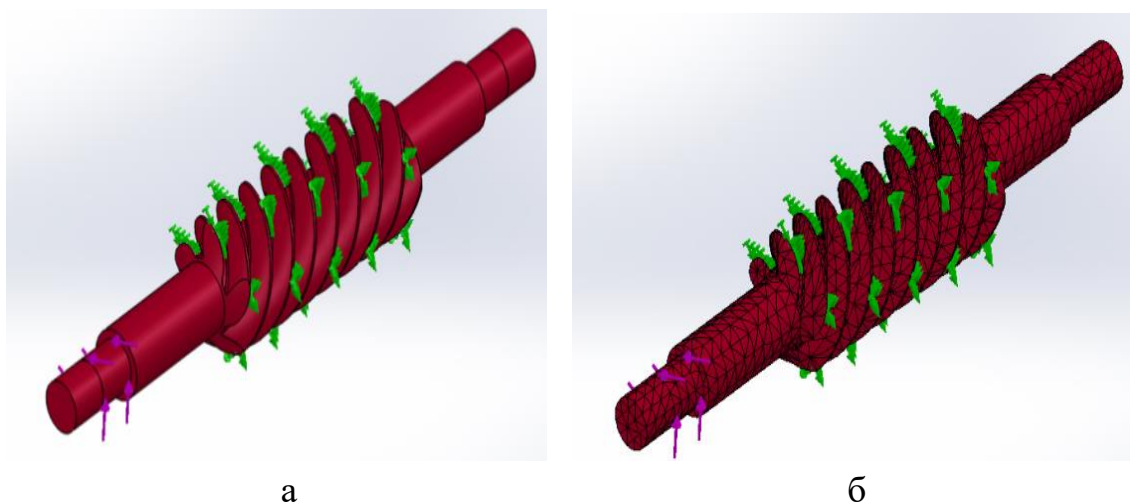


Рисунок 4.18 - Прикладання обертового моменту до черв'яка (а) та сітка скінченних елементів (б)

4.4.4. Результати СЕА. Епюра напружень в черв'яку

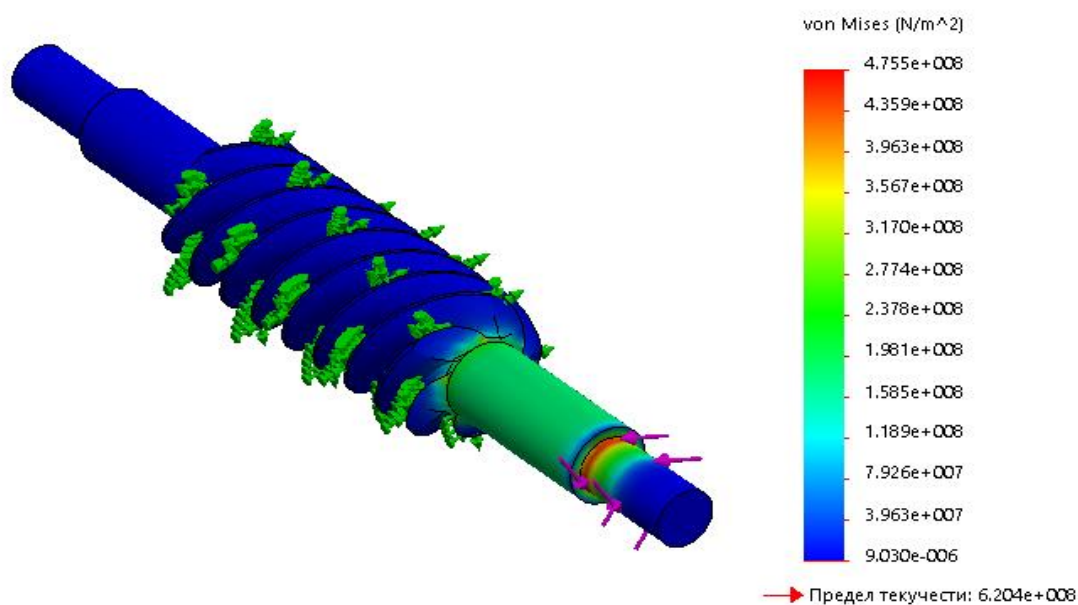


Рисунок 4.19 - Епюра напружень в черв'яку

З епюри напружень видно, що напруження не перевищують допустимого значення. Найбільшим місцем концентрації напружень, є перехід від виточки під хrapове зубчасте колесо до тіла власне черв'яка, що свідчить про те, що

довговічність зубів буде порівняно достатньою, внаслідок відсутності в них великих напружень, і це забезпечить порівняно більшу довговічність та міжремонтний період штангообертача безперервної дії.

4.4.5. СЕА підшипника обертача

В програмному комплексі SolidWorks до моделі основної опори була прикладена сила, що дорівнює допустимому навантаженні, яке створюється колоною склопластикових насосних штанг з обважненням низом величиною $F = 140$ кН (рис. 4.20).

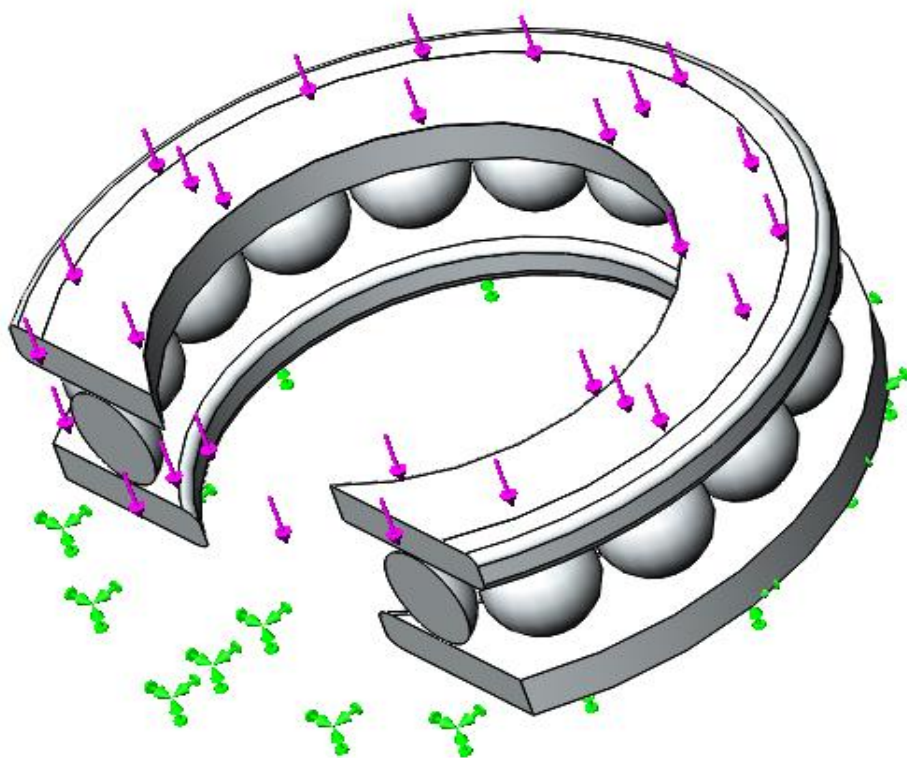


Рисунок 4.20 - Схема прикладання сил на основну опору обертача

Стрілки знизу позначають закріплення, а верху – прикладену силу. Була побудована сітка скінченних елементів для розрахунку (рис. 4.21).

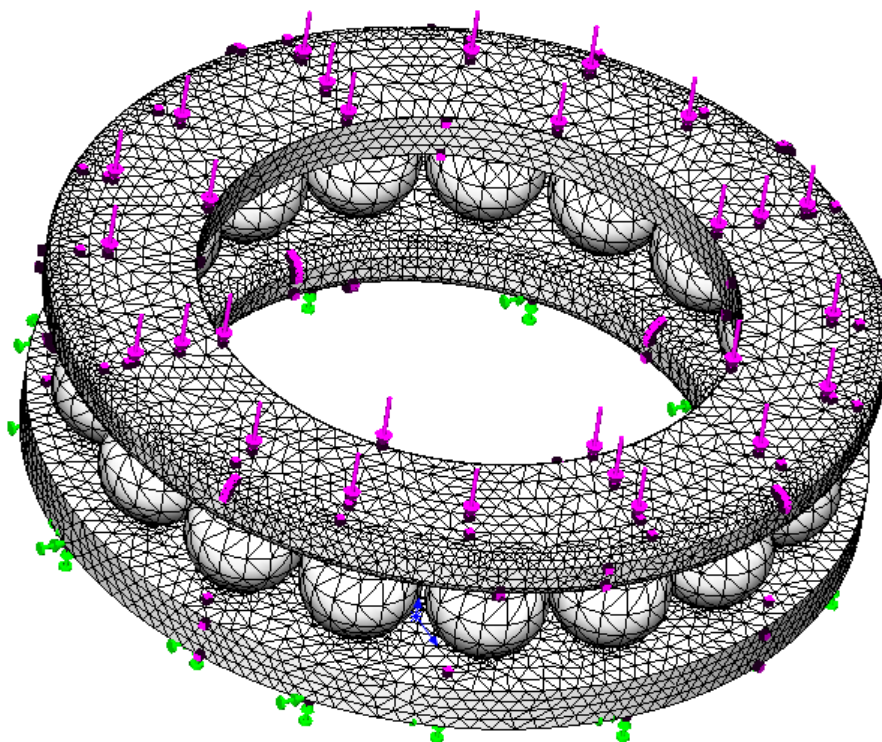


Рисунок 4.21 - Сітка скінченних елементів основної опори обертача

4.4.6. Результати СЕА. Епюра напружень в опорі

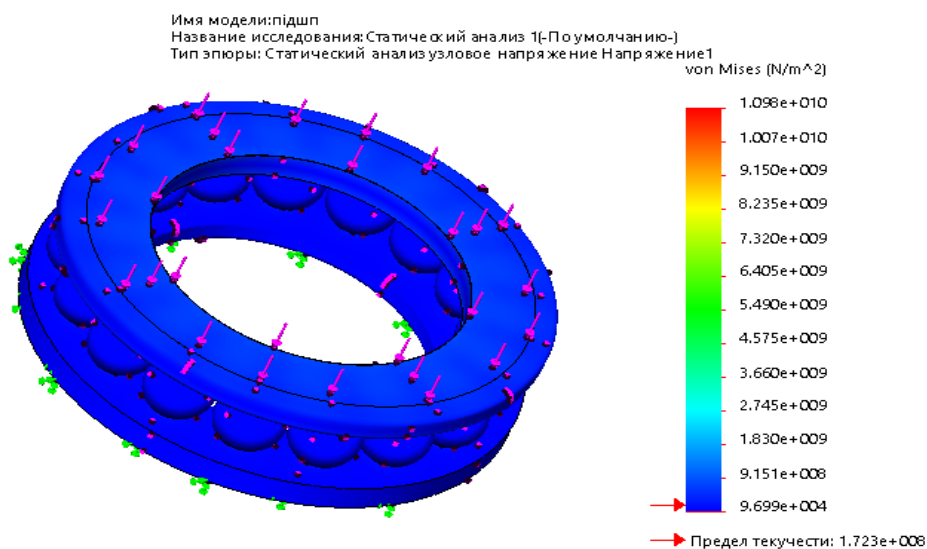


Рисунок 4.22 - Епюра напружень основної опори

З епюри напружень видно, що по всьому тілу опори виникають відносно малі напруження, які не перевищують границі плинності матеріалу, що забезпечить достатню довговічність основної опори штангообетача.

4.4.7. СЕА храпового колеса

До тривимірної моделі храпового колеса прикладено силу, яку створює стопор (рис. 4.23). Побудовано сітку скінченних елементів(рис. 4.24).

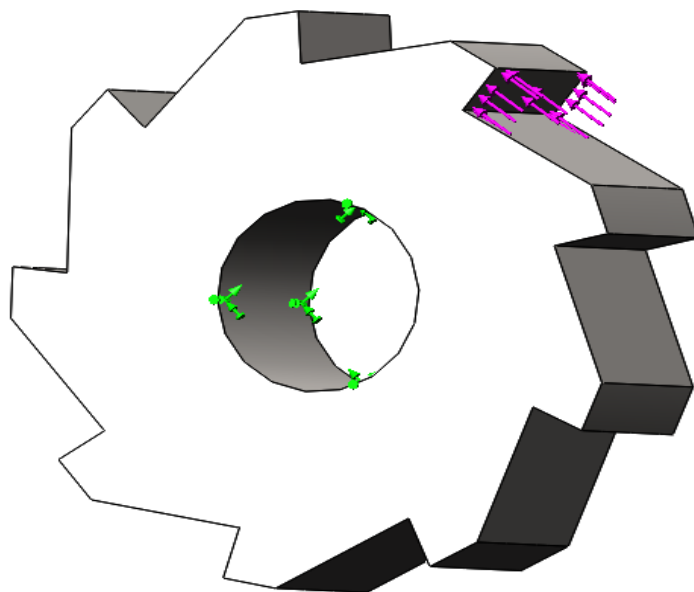


Рисунок 4.23 - Прикладання сили до храпового колеса

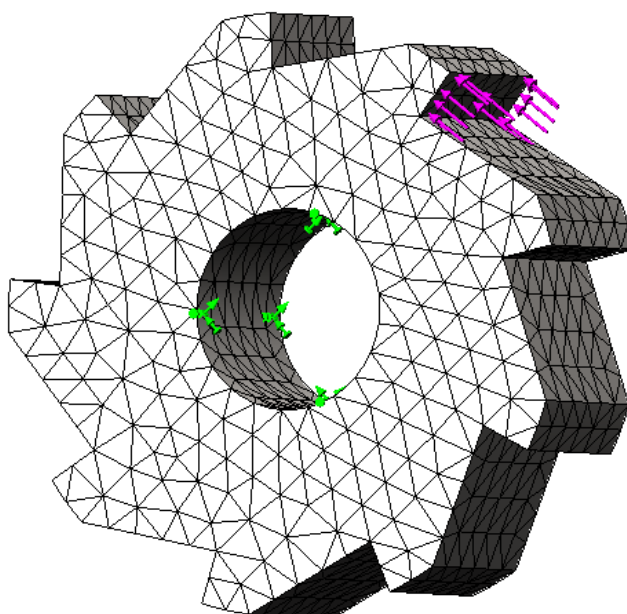


Рисунок 4.24 - Сітка скінченних елементів храпового колеса

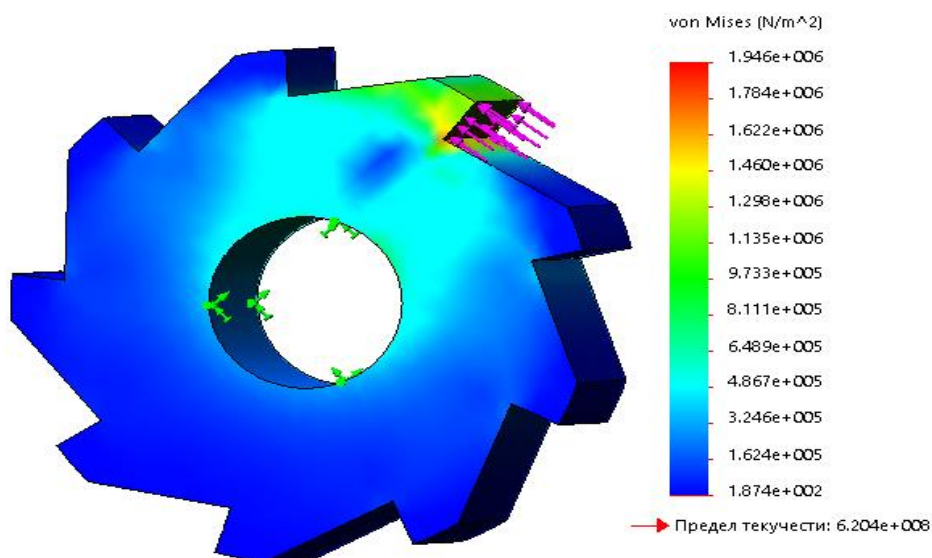


Рисунок 4.25 - Епюра напружень храпового колеса

З епюри напружень видно (рис. 4.25), що храпове колесо повністю відповідає поставленим для нього вимогам і забезпечить працездатність штангообертача.

Епюра деформацій свідчить (рис. 4.26), що дане храпове колесо придатне для використання в наведеному штангообертачі.

4.4.8. Аналіз епюри деформацій храпового колеса

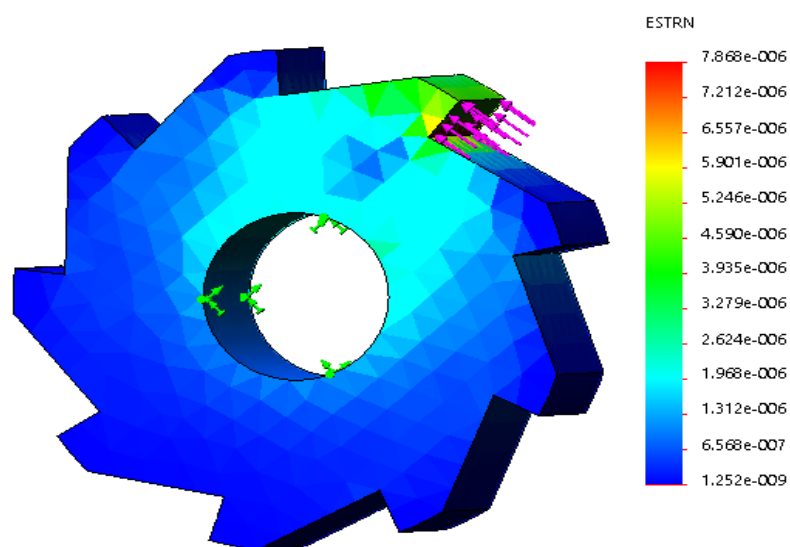


Рисунок 4.26 - Епюра деформацій храпового колеса

4.5. Визначення кутової швидкості штангообертача

4.5.1. Побудова графіка швидкості вихідної ланки

Побудовано графік швидкості вихідної ланки в залежності від кута повороту кривошипу φ_1 , для усталеного режиму роботи машини, який відповідає одному оберту кривошипу. З цією метою вибрано декартову систему координат, по осі ординат відкладено швидкість V_d , по осі абсцис кут повороту φ_1 .

Масштабні коефіцієнти по осях координат

$$\mu_V = \frac{V_{\max}}{Y_{\max}} = \frac{2,64}{50} = 0,0528 \frac{\text{м}}{\text{с} \cdot \text{мм}},$$

Для побудови графіка вибрано систему координат. По осі абсцис відкладено відрізок, який дорівнює 120 мм. Масштабний коефіцієнт становить

$$\mu_\varphi = \frac{2\pi}{OM} = \frac{2 \cdot 3,1415}{120} = 0,0523 \frac{\text{рад}}{\text{мм}}.$$

З схеми видно, що штангообертач приводиться в рух у крайніх положеннях (4, 5 та 10, 11) запишемо їх кутові швидкості у таблицю 4.4.

Таблиця 4.3 – Значення $Y_{i, \text{мм}}$ для побудови графіку вихідної ланки

№	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$V_{d, \text{м/с}}$	0	1,77	2,64	2,05	1,25	0,62	0	-0,83	-1,89	-2,27	-2,12	-1,35	0
$Y_{i, \text{мм}}$	0	33,52	50	46,3	27,3	8,0	0	21,2	32,5	40,0	36,2	25,1	0

Визначено кутову швидкість штангообертача

$$\omega_{шт} = \frac{\omega_3}{i} = \frac{0,38}{16} = 0,024 \text{ с}^{-1}.$$

де i – це передавальне відношення черв'ячної передачі

Маштабні коефіцієнти по осях координат

$$\mu_\omega = \frac{\omega_{\max}}{Y_{\max}} = \frac{0,024}{50} = 0,00048 \frac{\text{с}^{-1}}{\text{мм}}.$$

Таблиця 4.4 – Значення $\omega_{шт}$ для побудови графіку швидкості штангообертача в залежності від положення головки балансира

№ положення	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\omega_3, \text{с}^{-1}$	0	0,54	0,76	0,59	0,38	0,21	0	-0,49	-0,73	-0,36	-0,31	-0,25	0
$\omega_{шт}, \text{с}^{-1}$	0	0	0	0	0,024	0,013	0	0	0	0	0,019	0,017	0
$Y_i, \text{мм}$	0	0	0	0	50	27	0	0	0	0	-40	-35	0

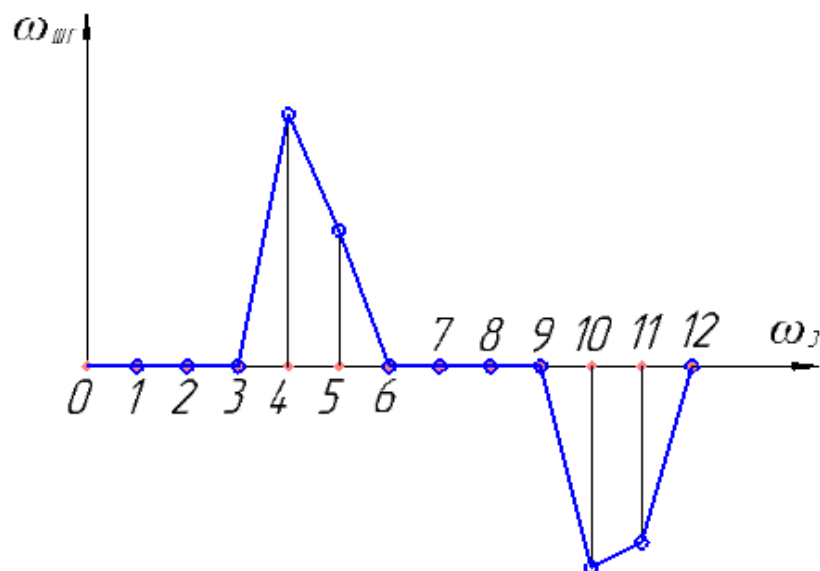


Рисунок 4.27 – Графік швидкості штангообертача в залежності від положення головки балансира

За попередніми даними побудовано графік залежності кутової швидкості штангообертача (колони штанг) від кута повороту колони штанг.

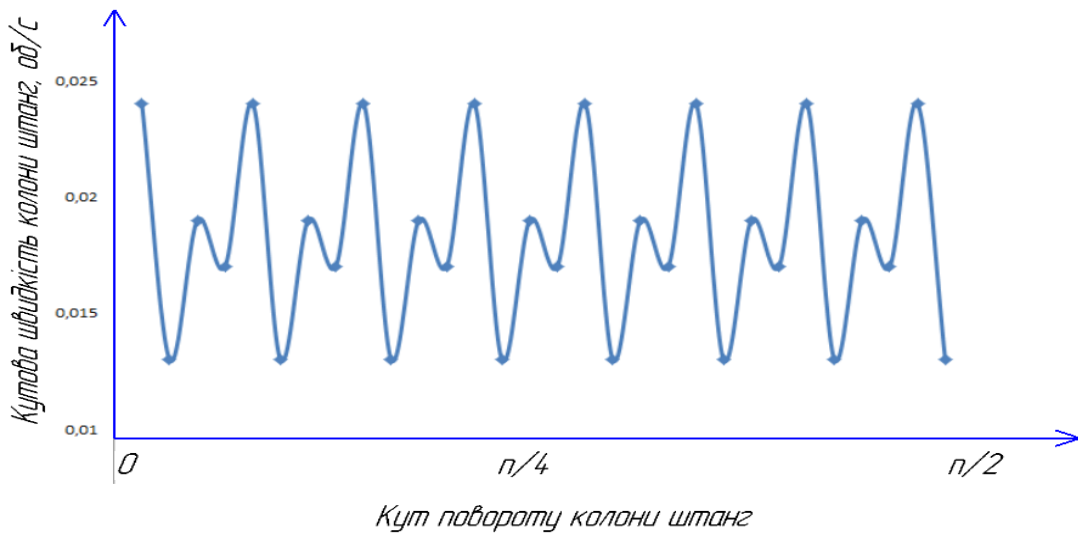


Рисунок 4.28 – Графік швидкості штангообертача в залежності кута повороту колони штанг

4.5.2. Визначення часу повного оберту штангообертача

Повний оберт штангообертача здійснюється за 30 повних ходів головки балансира. Повний хід головки балансира - це один повний оберт кривошипа верстата-качалки.

Оскільки швидкість кривошипа становить $12,69 \text{ хв}^{-1}$, це говорить про те, що за 60 секунд кривошип виконує 12,69 обертів. Визначено час одного оберту кривошипа

$$t = \frac{60}{12,69} = 4,73 \text{ с.}$$

Оскільки, повний оберт штангообертача відбувається за 30 обертів кривошипа, то час, за який колона насосних штаг повернеться на 360° градусів становитиме

$$T = t \cdot n = 4,73 \cdot 30 = 141,9 \text{ с} = 2 \text{ хв } 21,9 \text{ с.}$$

Таким чином, проведено аналіз кінематики штангообертача, для якого був вибраний за прототип черв'ячний штангообертач, як найбільш раціональніший для застосування.

Модернізація вузла приводу штангообертача, яка полягає у встановленні двох храпових механізмів, забезпечила його безпервну дію: поворот колони штанг при русі головки балансира як униз, так і вгору. Це надає йому велику перевагу над іншими механічними штангообертачами, оскільки він обертає колону безпервно під час експлуатації, а не частину його циклу. Це забезпечує створення порівно менших крутних моментів та напружень як у штангообертачі, так і в підземному обладнанні ШСНУ в цілому. Менші крутні моменти та напруження не приводять до руйнування насосної штанги з ПКМ.

Побудована 3D модель модернізованого штангообертача безпервної дії.

Проведено аналіз напруженого стану методом скінчених елементів та розрахунки на міцність черв'яка, основної опори та храпових коліс.

Відомо, що скребки для склопластикових штанг використовувати не бажано через створення додаткових зусиль опору при ході колони вниз та можливе руйнування штанг від згину.

Висновки до розділу 4

1. Отримані рівняння регресії кривих втоми склопластикових зразків діаметром 5 мм добре узгоджуються з експериментальними даними, випробувань в повітрі і водних середовищах. Результати свідчать, що для матеріалів, використовуваних в склопластикових насосних штангах, втрата залишкової міцності на розрив і модуля пружності в солоній воді приблизно така ж, як і в прісній воді, і що термін служби на втому в цих водних середовищах менше, ніж у повітрі. Експерименти показують зниження на 25% і 32% границі міцності в прісноводних та в умовах солоної води відповідно, в

порівнянні з сухим повітряним середовищем, зниження модуля пружності при розтягуванні такі ж відповідно.

2. Дослідження на згин показали, що склопластикові насосні штанги не в змозі витримувати високі напруження згину в 140 і 120 МПа. При напруженні згину 90 МПа зразок зламався в місці з'єднання сталевий головки зі склопластиковим тілом штанги, однак результати свідчать про те, що дані склопластикові штанги можуть витримувати напруження згину до 80 МПа. Отримана функція залежності довжини втомних тріщин L від величини змінного напруження σ в склопластикових штангах.

Виявлено, що границя витривалості гібридних штанг при циклічному згині є в 1,5 рази вищою за границю витривалості склопластикових штанг.

3. Проведено діагностування і виконано прогнозування міцності склопластикових відрізків (заготовок), використовуваних для виробництва насосних штанг на підставі методу акустичної емісії та отриманих результатів оцінки витривалості і довговічності насосних штанг шляхом втомних випробувань натурних зразків. Методика акустичної емісії дозволяє організувати контроль міцності насосних штанг.

4. Запропоновано штангообертач безперервної дії, який забезпечує поворот колони штанг при русі головки балансира як униз, так і вгору. Вдосконалений вузол приводу шляхом встановлення двох храпових механізмів. Це надає йому велику перевагу над іншими механічними штангообертачами, оскільки він обертає колону безперервно під час експлуатації, а не частину його циклу. Забезпечено створення порівняно менших крутних моментів та напружень в підземному обладнанні ШСНУ в цілому завдяки застосування модернізованого штангообертача (Патент №121598).

5. Проведено аналіз напруженого стану модернізованого штангообертача безперервної дії методом скінченних елементів та визначена міцність основних вузлів обертача (опори, черв'яка та храпових коліс), що свідчить про його працездатність під дією експлуатаційних навантажень.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У результаті проведення теоретичних і експериментальних досліджень отримано нове вирішення науково-технічної задачі підвищення працездатності та оцінки витривалості насосних штанг з полімерних композитних матеріалів.

1. Проведено аналіз обривів та вивчено причини відмов насосних штанг з полімерних композитів. Отримані результати свідчать, що штанги руйнуються від втоми і мають характерні ознаки розшарування скловолокна. Визначено, що число аварій, пов'язаних з втомою, становить 1,6 на 100 свердловин, у тому числі обриви по тілу штанг - 0,48, обриви в муфтових з'єднаннях - 1,12 на рік. Тому, на основі зібраних статистичних даних та проведеного аналізу існуючих методик оцінки працездатності і довговічності штанг встановлено, що необхідно провести дослідження, спрямовані на визначення і прогнозування ресурсу насосних штанг з полімерних композитів, підвищення їх працездатності та оцінки втомної довговічності для отримання об'єктивних результатів.

2. Виконані випробування штанг на втому з використанням методу акустичної емісії для своєчасного попередження наближення небезпечних станів досліджуваних деталей, за результатами яких встановлено, що при критичному навантаженні має місце різний силеск параметрів АЕ.

3. Визначено коефіцієнт дисипації коливань для триступеневої комбінованої колони насосних штанг, укомплектованої склопластиковими та сталевими штангами. Встановлено, що використання склопластикової ступені замість сталеві, зменшує її жорсткість приблизно в 4 рази, і майже в стільки ж разів збільшує коефіцієнт дисипації коливань. Застосування коефіцієнтів дисипації для конкретної компоновки колони насосних штанг дає змогу більш точно оцінити динамічну поведінку колони склопластикових насосних штанг та встановити оптимальні режими роботи ШСНУ з метою недопущення резонансу за фактичних умов експлуатації.

4. Дістала подальший розвиток оцінка характеристик витривалості склопластикових насосних штанг в різних середовищах. Встановлено, що прісна та солонна вода знижують їх втомні характеристики на 25 % та 32%. Визначено втомні характеристики штанг з полімерних композитів за умов дії згину та осьового навантаження. Гібридні штанги мають умовну границю втоми при малоцикловому навантаженні шляхом осьового асиметричного розтягу на базі 10 тис. циклів в 5 раз вищу, ніж при циклічному згині. Вивчено закономірності росту тріщин в нових та відпрацьованих штангах з ПКМ при випробовуванні на втому. Вперше визначено залежність кількості та довжин тріщин від величини напруження згину при втомних випробуваннях склопластикових та гібридних насосних штанг. Встановлено, що гібридні штанги мають в 1,5 рази вищі характеристики границі втоми, ніж склопластикові.

5. На основі аналітичних та експериментальних досліджень вдосконалено конструкцію з'єднань тіла насосних штанг з сталевією головкою з метою підвищення їх працездатності. В з'єднанні полімерно-композиційного тіла штанги зі сталевією головкою напруження знаходяться в допустимих границях. Скінченно-елементний аналіз з'єднання та випробування на втому показали працездатність конструкції. Запропоновано штангообертач безперервної дії, в якому поворот колони штанг здійснюється при русі головки балансира як униз, так і вгору. Це надає йому велику перевагу над іншими механічними штангообертачами. Забезпечено створення менших крутних моментів та напружень в підземному обладнанні ШСНУ в цілому завдяки застосуванню модернізованого штангообертача (Патент №121598).

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Матвейчук А.Т., Михайлов И.В. Опыт применения стеклопластиковых насосных штанг за рубежом. М.:ВНИИОЭНГ, 1989. (обзор. информ. Сер. Нефтепромысловое дело) 18 с.
2. Reynolds M.M., Fiberglass Sucker Rod Design Considerations. *Petroleum society of CIM*. June, 1987.
3. Allen L.F., Svinos I.G. Rod Pumping Optimization Programm Reduces Equipment Failures and Operating Costs, SPE 13247. September, 1984.
4. Hicks A.W., Using Fiberglass Sucker Rods in Deep Wells, SPE 14974. April 1986.
5. Hicks A.W., Care and Handling of Fiberglass Sucker Rods. *Інструкція фірми Fiberflex Products Ltd.*
6. Fiberflex Shear Device. *Проспект фірми Fiberflex Products Ltd.* 1987.
7. Садыков Р.С., Матвеев Ю.М., Новиков В.Г. Промысловые испытания стеклопластиковых насосно-компрессорных труб(НКТС). Сб. "Нефтепромысловые трубы". Куйбышев, 1975. С.73-76.
8. Кэпл Д.У. Применение насосно-компрессорных труб из стекловолокна. *Нефть, газ и нефтехимия*, №9, 1982.
9. Хаферкамп Х., Шульц В. Пластмассовые трубы, армированные стекловолокном, для эксплуатации на нефтяных месторождениях. *Сообщения из института по материаловедению при университете*, Ганновер, 1992.
10. Эфенди-заде С.М. Применение пластмассовых и стеклопластиковых труб в нефтяной промышленности. В обз. инф. "Применение полимерных материалов и стеклопластиков в нефтяной промышленности". Сер.: *Коррозия и защита в нефтегазовой пром-сти*. ВНИИОЭНГ, 1983., №10, С.7-20.
11. Catalog Directory. Fiber Glass Systems, INC. San Antonio, 1996, 126 p.

12. Забашта В.Ф., Кривов Г.А., Бондарь В.Г. и др. Полимерные композиционные материалы конструкционного назначения: Справочник. К.: Техника, 1993. 160 с.
13. Селезнёва В.Н., Лаврушин Ф.Г., Иноземцева В.Д. Применение лакокрасочных покрытий для повышения работоспособности НКТ. *Повышение работоспособности бурильных, обсадных и насосно-компрессорных труб: Тр.ВНИИТнефть*, Куйбышев, 1982. С.139–143.
14. Бабаев С.Г., Надёжность нефтепромыслового оборудования. М.: Недра, 1987. 263 с.
15. Бабаев С.Г., Основы теории надёжности нефтепромыслового оборудования: Учебное пособие для студентов вузов. Баку: АЗИНЕФТЕХИМ, 1976. 95 с.
16. Вирновский А.С. Переменные напряжения в глубиннонасосных штангах и их связь с разрушением. Тр. ВНИИ. 1971. Вып.57. С.56–112.
17. Круман Б.Б. Глубиннонасосные штанги. М.: Недра, 1977. 181 с.
18. Василенко А.Т., Емельянов И.Г. Исследование контактного взаимодействия слоев в оболочках вращения. *Мех.твёрд. тела*. 1994. №3. С.158–163.
19. Подгорный А.И., Гонтаровский П.П. Киркач Б.И. и др. Задачи контактного взаимодействия элементов конструкций. Киев: Наук.думка. 1988. 288с.
20. Моссаковский В.И., Гудрамович В.С. Макеев Е.М. Контактное взаимодействие оболочечных элементов конструкций. Киев: Наук.думка, 1988. 280 с.
21. Пелех Б.Л., Сухорольский М.А. Контактные задачи теории упругих анизотропных оболочек. Киев: Наук.думка, 1980. 216 с.
22. Тэлега Ю.И. Вариационные методы в контактных задачах механики. *Успехи механики*. 1087.10, №2. С.4–95.

23. Копей Б.В., Тараевский С.И. Защитные покрытия для глубиннонасосных штанг. М.: ВНИИОЭНГ (Обз. инф. сер. Коррозия и защита в нефтегазовой промышленности), 1982. Вып 9(20). 40с.
24. Русских Г.И. Технология непрерывного формирования стеклопластиковых насосных штанг. Дисс. ... канд.: Бийск, 2007. 162 с.
25. Сароян А. Е. Теория и практика работы бурильной колонны. М.: Недра, 1990. 263 с.
26. Султанов Б.З., Ишемгужин Е.И. Шаммасов Н.Х. Сорокин В.Н. Работа бурильной колонны в скважине. М.: Недра, 1973. 216 с.
27. Sutherland H.J. On the Fatigue Analysis of Wind Turbines, Report SAND99-089, Sandia National Laboratories, Albuquerque, NM (1998).
28. Mandell J.F., Samborsky D.D. DOE/MSU Composite Material Fatigue Database: Test Methods, Materials, and Analysis, Report SAND97-3002, Sandia National Laboratories, Albuquerque, NM (1997).
29. Van Delft D.R.V., G.D. de Winkel, Joosse P.A. Fatigue Behavior of Fiberglass Wind Turbine Blade Material Under Variable Amplitude Loading. 1997 ASME Wind Energy Symposium, AIAA/ASME, pp. 180-188.
30. Nijssen R.P.L, D.R.V. van Delft, A.M. van Wingerde. Alternative Fatigue Lifetime Prediction Formulations for variable Amplitude Loading 2002 ASME Wind Energy Symposium, AIAA/ASME, pp. 10-18.
31. Mandell J.F., Samborsky D.D. Wahl N.K. Sutherland H.J. Testing and Analysis of Low Cost Composite Materials Under Spectrum Loading and High Cycle Fatigue Condition. Conference Paper, ICCM14, Paper 1811, SME/ASC, 2003. 10 p.
32. Sutherland H.J., Mandell J.F. The Effect of Mean Stress on Damage Predictions for Spectral Loading of Fiberglass Composite Coupons. Specialty Conference on Making Torque from the Wind, EWEC, 2004.

33. Копей Б.В. Анализ отказов и определение параметров надежности насосных штанг по НГДУ "Долинанефтегаз". *НТИС ВНИИОЭНГ. Сер. защита от коррозии и охрана окружающей среды*. 1992., № 5. С. 7–10.
34. Копей Б.В. Оценка эксплуатационной надежности насосных штанг. *ЭИ ВНИИОЭНГ. Сер. защита от коррозии и охрана окружающей среды*. 1992., № 8 С. 5–11.
35. Копей Б.В. Науково–технологічні методи прогнозування і підвищення ресурсу свердловинного нафтогазопромислового обладнання. *Дис. ... д-ра техн. наук. ІФДТУНГ, Івано–Франківськ, 1996. 478 с.*
36. Лепехин Ю.Н. О надежности скважинной штанговой установки и штанговых колонн, работающих в наклонно–направленных скважинах. *Сб. научн. трудов Повышение эффективности используемого бурового и нефтепромыслового оборудования в экстремальных условиях*. Свердловск, УНЦ АН СССР. 1987. С. 37–52.
37. Баштанников Л.А., Копей Б.В. Компоновка бурильной колонны, равно надежной по сопротивлению труб усталости. *М.: ВНИИЭГазпром, 1986. 42 с.*
38. Почтенный Е.К. Прогнозирование долговечности и диагностика усталости деталей машин. *Минск. Наука и техника, 1983. 246 с.*
39. Копей Б.В., Федорович Я.Т. Устранение технологических и эксплуатационных дефектов насосных штанг с одновременным их упрочнением. *М.: ВНИИОЭНГ, 1987. 38 с.*
40. Копей Б.В. Дослідження ефективності гальмування тріщин корозійної втоми поверхневим зміцненням та нанесенням металополімерних покриттів. *Тезиси докладов научно–технічної конференції "Механіка і нові технології", 5–10 вересня 1995. Севастополь, С. 75–77.*
41. Ратич Л.В., Федорович Я.Т. Циклическая коррозионная трещиностойкость материалов и долговечность насосных штанг. *ФХММ, 1988. № 6. С. 95–100.*

42. РД–50–345–82. Определение характеристик трещиностойкости при циклическом нагружении. М.: *Изд. стандартов*. 1983. 96 с.
43. Копей Б.В. Кинетика коррозионно–усталостного разрушения замковых резьбовых соединений УБТ. *НТЖ ВНИИОЭНГ "Коррозия и охрана окружающей среды"*. 1993. № 4. С. 7–9.
44. Болотин В.В. Прогнозирование ресурса машин и конструкций. М.: *Машиностроение*. 1984. 312 с.
45. Большев Л.Н., Смирнов Н.В. Таблицы математической статистики. М.: *Наука*. 1983. 419 с.
46. Оборудование и инструмент для освоения и ремонта нефтяных и газовых скважин. Каталог. М.: *ЦИНТИхимнефтемаш*, 1984.
47. Под ред. Бухаленко Е.И. Нефтепромысловое оборудование. *Справочник*. М.: *Недра*, 1990.
48. Бухаленко Е.И., Бухаленко В.Е. Оборудование и инструмент для ремонта скважин. М.: *Недра*, 1991.
49. Ивановский В.Н., Дарищев В.И. Сабиров А.А. Каштанов В.С. Пекин С.С. Оборудование для добычи нефти и газа: в 2 ч. М.: *ГУП Изд–во «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина*, 2003. Ч. 2 – 792 с.
50. Копей Б.В., Копей І.Б. Розробка труб та виробів з полімерних композиційних матеріалів (ПКМ). *Звіт по темі №366/94. Замовник - Дніпровське відділення УАННП, ІФІНГ 1996.*, 82 с.
51. Світлицький В.М., Троцький В.П. Кривуля С.В. Коцаба В.І. Ловильні роботи у свердловинах. Методичний посібник. Х.: *ТОВ «Оберіг»*, 2010. 192 с.
52. Романишин Л. І., Романишин Т.Л. Розроблення фрезера–уловлювача з рухомою магнітною системою. *Породоразрушающий и металлообработывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения: Сб. науч. тр. Вып. 14*. К.: *ИСМ им. В.Н. Бакуля, НАН Украины*, 2011. С. 125–129.

53. Молчанов А.Г., Чичеров В.Л. Нефтепромысловые машины и механизмы. *Учебник для техникумов. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Недра, 1983. 308с.*
54. Молчанов Г.В., Молчанов А.Г. Машины и оборудование для добычи нефти и газа. *Учебник для вузов. М.: Недра, 1984. 464 с.*
55. Иогансен К.В. Спутник буровика: Справочник. *3-е изд. перераб. и доп. М.: Недра, 1990. 303 с.*
56. Костриба І.В. Нафтогазопромислове обладнання. *Задачі, вправи. Навч. посібник. К.: ІЗМН, 1996. 432 с*
57. Агаларов Д.М. Магнитный способ борьбы с солеотложениями в нефтегазодобыче. Баку: 1981. 159 с.
58. Андриасов Р.С., Мищенко И.Т., Петров А.И. и др. Справочное руководство по проектированию разработки и эксплуатации нефтяных месторождений. *Добыча нефти. Под общ. ред. Ш. К. Гиматудинова. М.: Недра, 1983. 455с.*
59. Бухаленко Е.И., Абдулаев Ю.Г. Монтаж, обслуживание и ремонт нефтепромыслового оборудования. *М.: Недра, 1985. 350с.*
60. Раабен А.А., Шевалдин П.С. Максутов Н.Х. Ремонт и монтаж нефтепромыслового оборудования. *М.: Недра, 1989. 232 с.*
61. Махмудов С.А. Монтаж, эксплуатация и ремонт скважинных штанговых насосных установок. *М.: Недра, 1987.*
62. Авербух Б.А., Калашников Н.В. Кершенбаум Я.М. Ремонт и монтаж бурового и нефтегазопромыслового оборудования. *М.: Недра, 1976.*
63. Денисенко Г.Ф. Охрана труда. *М.: Недра, 1985. 356 с.*
64. Правила безопасности в нефтегазодобывающей промышленности. *М.: Недра, 1974. 256с.*
65. Копей Б.В., Копей В.Б. Копей І.Б. Насосні штанги свердловинних установок для видобування нафти. *Монографія. Івано-Франківськ, ІФНТУНГ, 2009, 406с.*

- 66.Копей Б.В., Кіндрачук С.М. Використання полімерних насосних штанг для уникнення згинаючих напружень в сталевій колоні штанг. *Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ*. Серія:Нафтогазопромислове обладнання. №35(том 4), 1998, С.27–31.
- 67.Копей Б.В.,Максимук О.В.Щербина Н.В.Кіндрачук С.Б. Контактна жорсткість конструктивного з'єднання композиційної оболонки зі сталевую обоймою при крученні. *Машинознавство*, №11/12,1998 С.2–5.
- 68.Гуменюк С.Б., Копей Б.В. Ройзман В.П. Використання методу акустичної емісії для прогнозування довговічності виробів з ПКМ. *Нафтова і газова промисловість*, №1,1999, С.23–25.
- 69.Под ред. Вакара К.Б. Акустическая эмиссия и её применение для неразрушающего контроля в ядерной энергетике. М.: Атомиздат, 1980.216 с.
- 70.Грешников В.А., Дробот Ю.В.Акустическая эмиссия. Применение для испытаний материалов и изделий.М., *Издательство стандартов*, 1976.272 с.
- 71.Недосека А.Я. Основы расчёта и диагностики сварных конструкций.К.: *Издательство "ИНДПРОМ"*, 1998. 640 с.
- 72.Филоненко С.Ф. Акустическая эмиссия. *Измерения, контроль, диагностика*.К.: КМУГА, 1999. 312 с.
- 73.Шемякин В.В. Критерий отбраковки ложных событий акустической эмиссии для антенны в виде центрированного треугольника. *Диагностика и прогнозирование разрушения сварных конструкций*.1985.Вып.1.С. 45–46
- 74.АнисимовВ.К., Однозначное определение координат источников АЭ в листовых материалах. *Дефектоскопия*. №7, 1990.
- 75.Слепцов О.И., ЖирковА.М. Локализация источников АЭ методом последовательныхприближений. *Техническая диагностика и неразрушающий контроль*.1990.№3,

76. Стрижало В.А., Добровольский Ю.В. Стрельченко и др. Прочность и акустическая эмиссия материалов и элементов конструкций. *Отв. ред. Писаренко Г.С.; АН УССР. Институт проблем прочности. Киев: Наукова думка, 1990. 232 с.*
77. Копей Б.В., Кіндрачук С.М., Максимук О.В. Оцінка втомної міцності склопластикових штанг з металевими бандажами. Надійність машин та прогнозування їх ресурсу. *Доповіді міжнародної науково-технічної конференції*, (Івано-Франківськ Яремча, 20–22 вересня 2000.) В двох томах. Том 1. Івано-Франківськ, ІФДТУНГ:Факел, 2000. С: 95 –201, іл.
78. Оборудование для раздельной эксплуатации нефтяных скважин. М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1973. 79 с.
79. Rod Rotator Torque in Rod Strings. Dean Smith. R&M Energy Systems. *A Unit of Robbins & Myers, Inc.* 12 pp.
80. Копей Б.В., Юй Шуанжуй, Стефанишин А.Б. Перспективи застосування вуглепластикових та гібридних насосних штанг. *Розвідка і розробка нафтогазових родовищ.* №4(65), 2017. С.40-46.
81. Копей Б.В., Юй Шуанжуй, Стефанишин А.Б. Аналіз ефективності склопластикових, вуглепластикових та гібридних насосних штанг. *Нафтогазова енергетика.* № 2(28), 2017. С.31-41.
82. Копей Б.В., Копей В.Б. Бублінський Ю.Я. Юй Шуанжуй. Прогнозування ресурсу склопластикових насосних штанг на основі контролю їх втомного руйнування. *Збірник матеріалів доповідей 7-ої Міжнародної науково-технічної конференції „Сучасні прилади, матеріали і технології для неруйнівного контролю і технічної діагностики машинобудівного і нафтогазовпромислового обладнання”*, 25 – 28 листопада 2014., м. Івано-Франківськ – 2014. С. 130 – 133.
83. Юй Шуанжуй. Прогнозування ресурсу насосних штанг з полімерних композитних матеріалів. *Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції «Нафтогазова освіта та наука: стан та перспективи»*, 10–12 грудня 2014., І– м. Івано-Франківськ, ІФНТУНГ С. 84–86.

- 84.Копей Б. В., Юй Шуанжуй. Метод прогнозування втомної довговічності виробів з полімерних композитів. *Тези доповідей 4-ї Міжнародної науково-технічної конференції «Нафтогазова енергетика - 2015»*, 21-24 квітня 2015., м. Івано-Франківськ. 2015. С. 55-58.
- 85.Копей Б.В., Блажків Т.Б., Юй Шуанжуй, Стефанишин А.Б. Контроль руйнування та росту втомних тріщин в гібридних насосних штангах. *Збірник тез доповідей 6-ої науково-практичної конференції «методи та засоби неруйнівного контролю промислового обладнання*, 15-16 листопада 2017., м. Івано-Франківськ, ЕІ, ІФНТУНГ. 2017.С. 30-31.
- 86.Копей Б.В., Кузьмін О.О. Юй Шуанжуй. Закономірності росту тріщин втомного руйнування в з'єднаннях склопластикових насосних штанг. *Матеріали 5-тої науково-практичної конференції студентів і молодих вчених «Методи та засоби неруйнівного контролю промислового обладнання»*. 24–25 листопада 2015. Івано-Франківськ С. 23–24.
- 87.Копей Б.В., Юй Шуанжуй, Орленко В.І. Вдосконалення червячних обертачів безперервної дії колони склопластикових насосних штанг. *Научный взгляд в будущее*. Выпуск 2(2). Том 5. Одесса: КУПРИЕНКО С.В., 2016. С.71–74.
- 88.Korey V.V., Bednarz S. Youy Shuanjui. Fatigue failure study of fiberglass sucker rods joints. *AGH Drilling, Oil, Gas*. Vol.33, No.1.Krakow, 2016. pp.31–37.
- 89.Копей Б.В., Юй Шуанжуй, Орленко В.І. Скінченно-елементний аналіз з'єднання склопластикової насосної штанги. *Матеріали Всеукраїнської науково-технічної конференції «Нафта і газ. Наука-освіта-виробництво: шляхи інтеграції та інноваційного розвитку»*, м. Дрогобич, 02 – 03 березня 2017. С.103–108.
- 90.Гриджук Я. С., Лисканич М. В. Копей Б.В. Юй Шуанжуй. Визначення параметрів дисипації коливань колони насосних штанг. *Східно-Європейський журнал передових технологій*. 2017. №2/7(86). С. 13-17.
- 91.Korey V.V., Korey I.V. Maksymuk O.V. Shcherbina N.M. Development of steel head joints with fiberglass sucker rod on the base of contact stresses

- investigation. *VVT International Symposium Fatigue Design'98. Vol.2, Technical research center of Finland, Espoo, 1998. p. 603–612.*
92. Под ред. Дж.Любина, Геллера Б.Э. Справочник по композиционным материалам: В 2-х кн. Кн.2; М.: Машиностроение, 1988. 584 с.
93. Под общ. ред. Сендецки Дж. Композиционные материалы: В 8-ми томах. Т.2– Механика композиционных материалов. М.: Мир, 1978.–564 с.
94. Расчеты и испытания на прочность. Методы испытаний на многоцикловую усталость деталей машин, элементов конструкций и полуфабрикатов. *Методические рекомендации МР 55–82. М.: ВНИИМАШ, 1982. 64 с.*
95. Putledge Woodrow, Rutledge Russel P., Jones T. Mike, McCowa Don E. Hodnett J. Том. Патент 4919560 США, МКИ5 F16 11/00. Штанги для глубинного насоса. *Oil well sucker rod Fiberglass Technologies, Inc. №344673; Заявл. 28.04.89; Оpubл. 24.04.90; НКИ 403/268.*
96. Рекламний проспект китайської фірми *SHASHI STEEL PIPE WORKS*.
97. Арнольд В.И. Обыкновенные дифференциальные уравнения. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Наука, Гл. ред. Физ. мат. лит., 1984. 272 с.
98. Владимиров В.С. Уравнения математической физики. 5-е изд. доп. М.: Наука, Гл. ред. физ. мат. лит., 1988. 512 с.
99. Harley A. Tripp. Mechanical performance of fiberglass sucker-rod strings. *SPE, Production Engineering, August, 1988. P.346–350.*
100. Копей Б.В., Максимук О.В. Щербина Н.М. та ін. Насосні штанги та труби з полімерних композитів: проектування, розрахунок та випробування. Львів: ІППММ ім. Я.С. Підстригача НАН України, 2003. 352 с.
101. Артеменко С.Є., Глухова Л.Г. Загоруйко Н.І. Кадикова Ю.А. Альтернативна технологія отримання вуглецевого композиту. *Хімічні волокна. 2002. № 5. С.35–37.*

- 102.Кадикова Ю.А., Леонтьева А.Н. Васильева О.Г. Артеменко С.Є. Полімерні композиційні матеріали на основі волокон різної хімічної природи. *Будівельні матеріали, обладнання, технології XXI століття*. 2002. № 6. С.10–11.
- 103.Кадикова Ю.А., Родзівілова І. С. Артеменко С.Є. Леонтьев А.М. Вплив сорбційних характеристик неорганічних волокон на властивості полімерних композиційних матеріалів. *Будівельні матеріали, обладнання, технології XXI століття*. 2002. № 11. С.42–43.
- 104.Артеменко С.Є., Васильева О.Г. Кадикова Ю.А. Леонтьева А.Н. Майбутнє за базальтовими волокнами та композиційними матеріалами на їх основі. *Стеклопрогресс–XXI: Доповіді першої Міжнар. конф.* Саратов, 2002. С.196–199.
- 105.Артеменко С.Є., Глухова Л.Г. Кадикова Ю.А. Загоруйко Н.І. Вплив поверхні вуглецевих волокон на структуроутворення в композиційному матеріалі поліконденсаційного способу отримання. *Хімволокна–2000: Докл. Міжнар. конф. за хімічними волокнам*, Твер, 16–19 травня 2000р. Твер, 2000. Т. 2, С. 561–564.
- 106.Кадикова Ю.А., Васильева О. Г., Артеменко С.Є. Гібридні композиційні матеріали. *Композит–2001: Докл. Міжнар. конф.*, Саратов, 3–5 липня 2001р. Саратов, 2001. С. 84 – 87.
- 107.Gibbs S.C. Predicting the Behavior of Sucker Rod Pumping Systems. JPT (July 1963) 769–78; Trans., AIME, 228 p.
- 108.RP 11L, Recommended Practice for Design Calculations for Sucker Rod Pumping Systems. API (Feb. 1977) Supplement 1 (March 1979).
- 109.Jacobsen L.S. and Ayre. R.S.: Engineering Vibrations with Applications to Structures and Machinery, McGraw–Hill Book Co. Inc., New York City, 1958. P. 66–69.
- 110.Вирновский А. С. Теория и практика глубинонасосной добычи нефти [Текст]. М.: Недра, 1971. 184с.

111. Waggoner John R. Insights from the downhole dynamometer database. [Электронный ресурс]. Sandia National Laboratories Albuquerque, New Mexico. 1997. Режим доступа: \WWW/ URL: <http://www.osti.gov/scitech/servlets/purl/456351>.
112. Хакимьянов М.И., Пачин М.Г. Функциональные возможности современного контроллера автоматизации штанговых глубинно-насосных установок. [Электронный ресурс]. Нефтегазовое дело. 2011. № 2. С. 19 – 34. Режим доступа: \WWW/ URL: http://ogbus.ru /authors/ Hakimyanov/ Hakimyanov_5. pdf.
113. Олійник А.П., Копей Б.В. Зінченко Ю.С. Копей В.Б. Використання явища резонансу для комплектування колони насосних штанг [Текст]. Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 2011. №1(38). С. 69–75.
114. Jiang M.Z., Dong K.X., Xin M., Liu M.X. Dynamic Instability of Slender Sucker Rod String Vibration Characteristic Research. [Text]. *Advanced Materials Research*. 2012. V.550–553. P. 3173–3179. doi: 10.4028/www.scientific.net/AMR.550–553.3173.
115. Jiang M., Cai Y. Lu Yu. Wang D. Research on Wear Law of Rod String in Directional Well. [Text]. *Journal of Applied Sciences*. 2013. V.13(21). P. 4676–4680. doi: 10.3923/jas.2013.4676.4680.
116. Romero O.J., P. Almeida P. Numerical simulation of the sucker–rod pumping system. [Text]. *Ingeniería e Investigación*. 2014. V.34. N.3. P. 4–11. doi: <http://dx.doi.org/10.15446/ing.investig.v34n3.40835>.
117. Лисканич М.В., Гриджук Я.С. Стеліга І.І. Оцінка коефіцієнту динамічності колони насосних штанг та визначення умов недопущення її резонансу. *Вібрації в техніці та технологіях [Текст]: тезидоп. XIV Міжнародної наук. – техн. конф., 21 – 25 верес. 2015 р., м. Дніпропетровськ [відп. за вип. О. В. Анциферов]; М–во освіти і науки України, Нац. гірн. ун–т. Дніпропетровськ: НГУ, 2015. 84 с.*
118. Ред. Челомей В. Н. Вибрация в технике: Справочник. В 6–ти т. М.:

Машиностроение, 1979. Т. 2. Колебания нелинейных механических систем. Под ред. И.И. Блехмана, 1979. 351с.

119. Дарков А. В., Шпиро Г. С. Сопротивление материалов [Текст]. М.: Высшая школа, 1969. 734с.

120. Ситдииков М. Р. Эксплуатация цепных приводов штанговых скважинных насосов в ОАО АНК «Башнефть». [Электронный ресурс]. *Нефтегазовое дело*. 2012. № 6. С. 265 – 272. Режим доступа : \WWW/ URL: <http://ogbus.ru/authors/SitdikovM.R./SitdikovM.R. 1.pdf>.

ДОДАТКИ

Додаток А
Список публікацій здобувача

1. Гриджук Я. С., Лисканич М. В. Копей Б.В. Юй Шуанжуй. Визначення параметрів дисипації коливань колони насосних штанг. *Східно-Європейський журнал передових технологій*. 2017. №2/7(86). С. 13-17 (Scopus).
2. Kopey B. V., Bednarz S. Youy Shuanjui. Fatigue failure study of fiberglass sucker rods joints. *AGH Drilling, Oil, Gas*. 2016. Vol.33, No.1. Krakow. pp. 31 – 37.
3. Копей Б. В., Юй Шуанжуй, Орленко В. І. Вдосконалення черв'ячних обертачів безперервної дії колони склопластикових насосних штанг. *Сборник научных трудов SWorld. Научный взгляд в будущее*. Выпуск 2(2). Том 5. Одесса: КУПРИЕНКО С.В., 2016. С.71-74 (РИНЦ і Copernicus).
4. Копей Б. В., Копей В. Б. Бублінський Ю. Я. Юй Шуанжуй. Прогнозування ресурсу склопластикових насосних штанг на основі контролю їх втомного руйнування. *Збірник матеріалів доповідей 7-ої Міжнародної науково-технічної конференції „Сучасні прилади, матеріали і технології для неруйнівного контролю і технічної діагностики машинобудівного і нафтогазовпромислового обладнання”*, 25 - 28 листопада 2014., м. Івано-Франківськ 2014. С. 130 – 133.
5. Юй Шуанжуй., Прогнозування ресурсу насосних штанг з полімерних композитних матеріалів. *Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції «Нафтогазова освіта та наука: стан та перспективи»*, 10-12 грудня 2014. м. Івано-Франківськ, ІФНТУНГ С. 84-86.
6. Копей Б. В., Юй Шуанжуй. Метод прогнозування втомної довговічності виробів з полімерних композитів. *Тези доповідей 4-ї Міжнародної науково-технічної конференції «Нафтогазова енергетика - 2015»*, 21-24 квітня 2015., м. Івано-Франківськ. 2015. С. 55-58.
7. Копей Б. В., Кузьмін О. О. Юй Шуанжуй. Закономірності росту тріщин втомного руйнування в з'єднаннях склопластикових насосних штанг. *Матеріали 5-тої науково-практичної конференції студентів і молодих вчених*

Продовження додатку А

«Методи та засоби неруйнівного контролю промислового обладнання». 24-25 листопада 2015. Івано-Франківськ. С.23-24.

8. Копей Б. В., Юй Шуанжуй, Орленко В. І. Скінченно-елементний аналіз з'єднання склопластикової насосної штанги. *Матеріали Всеукраїнської науково-технічної конференції «Нафта і газ. Наука-освіта-виробництво: шляхи інтеграції та інноваційного розвитку»*, м. Дрогобич, 02 – 03 березня 2017. С. 104-109.

9. Копей Б.В., Блажків Т.Б., Юй Шуанжуй, Стефанишин А.Б. Контроль руйнування та росту втомних тріщин в гібридних насосних штангах. *Збірник тез доповідей 6-ої науково-практичної конференції «методи та засоби неруйнівного контролю промислового обладнання*, 15-16 листопада 2017., м. Івано-Франківськ, ЕІ, ІФНТУНГ. 2017.С. 30-31.

10. Копей Б.В., Юй Шуанжуй, Стефанишин А.Б. Перспективи застосування вуглепластикових та гібридних насосних штанг. *Розвідка і розробка нафтогазових родовищ.* №4(65), 2017. С.40-46.

11. Копей Б.В., Юй Шуанжуй, Стефанишин А.Б. Аналіз ефективності склопластикових, вуглепластикових та гібридних насосних штанг. *Нафтогазова енергетика.* № 2(28), 2017.С.31-41.

12. Копей Б.В., Орленко В. І. Юй Шуанжуй, Блажків Т.Б. Пристрій для безперервного обертання колони штанг. *Патент на корисну модель № 121598.* По заявці у 2017. 06156 від 19.06.2017. Опубл. 11.12.2017., Бюл. №23.

Додаток Б

Програма і методика дослідно-промислових випробувань

Публічне акціонерне товариство "Укрнафта"
Науково-дослідний і проектний інститут
(НДПІ)

ЗАТВЕРДЖУЮ


Головний радник
з виробничих питань
ПАТ "Укрнафта"


М. П. Гніп

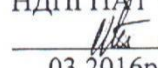
ШТАНГИ НАСОСНІ МЕТАЛОПЛАСТИКОВІ
виробництва ТОВ НВП "Укрізоліт"

Програма і методика дослідно-промислових випробувань
ПМ 11.2-00135390-068:2016

ПОГОДЖЕНО

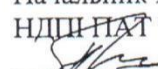
Начальник управління видобутку
нафти і газу ПАТ "Укрнафта"

В. І. Красько

РОЗРОБЛЕНО

Головний інженер
НДПІ ПАТ "Укрнафта"

Б.М. Цвик
03.2016р

Начальник технічного управління
ПАТ "Укрнафта"



А.Л. Гритчук

Начальник КВ НДПІ
НДПІ ПАТ "Укрнафта"

Ю.В. Примоленний
03.2016р

Головний механік-начальник відділу
ПАТ "Укрнафта"


В.В. Катриньць

Начальник управління охорони праці
та техніки безпеки ПАТ "Укрнафта"


І.З. Токарський

НГВУ "Долинанфтогаз"
ПАТ "Укрнафта"
Лист № ЗТВ-650
від 19.02.2016р.

ТОВ НВП "Укрізоліт"
Лист № 15-05
від 15.02.2016р.

Продовження додатку Б

Дана «Настанова з експлуатації» (далі по тексту «Настанова») встановлює вимоги та порядок підготовки до використання, а також технічного обслуговування насосних штанг металопластикових (далі по тексту «штанги» або «ШНП»).

Штанги виготовляються ТОВ НВП «Укрізолит» і призначені для застосування на підприємствах нафтодобувної промисловості.

Дана Настава діє спільно з нормативно-технічною документацією, а також іншими правилами проведення відповідних підготовчих, монтажних, спуско-підйомних і аварійних робіт з металевими штангами. Список основної діючої нормативно-технічної документації, а також використаної при розробці цієї Настави літератури наведено в Додатку А.

Продовження додатку Б

1 ОПИС І РОБОТА

1.1 ШНП повинні відповідати вимогам технічних умов ТУ У 29.5-13741713-002:2006, ГОСТ 13877 та конструкторської документації згідно зі специфікацією ШНП 735.001.

1.2 ШНП призначені для передачі руху від верстата-качалки до плунжера свердловинного насосу при експлуатації нафтових свердловин як в некорозійних, так і в корозійних середовищах.

1.3 Муфти для з'єднання ШНП виготовляють згідно з ГОСТ 13877.

1.4 Штанги виготовляються довжиною 1000; 1500; 2000; 2500; 3000; 3500; 4000; 6000; 8000; 9000 та 11000 мм і умовним діаметром 16, 19, 22, 28 та 32 мм.

1.5 Маса штанг відповідає даним таблиці 1.

Таблиця 1 – Маса штанг різного розміру

Умовний розмір штанги	Довжина штанги, мм										
	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	6000	8000	9000	11000
			0	0	0	0	0	0			
Маса штанги, кг, не більше											
ШНП 16	1,42	1,63	1,84	2,05	2,26	2,47	2,68	3,52	4,37	4,79	5.85
ШНП 19	2,18	2,48	2,77	3,07	3,37	3,67	3,75	4,90	6,00	6,60	7.00
ШНП 22	2,89	3,24	3,58	3,93	4,27	4,62	5,10	6,60	8,10	8,90	10.80
ШНП 25	4,11	4,50	4,89	5,28	5,67	6,07	7,00	9,00	11,00	11,90	14.40
ШНП 28	5,48	5,92	6,36	6,80	7,24	7,68	9,20	11,70	14,10	15,40	18.40
ШНП 32	6,08	6,59	7,09	7,59	8,09	8,60	11,10	14,30	17,50	19,28	23.20

1.6 Профіль та розміри різьби головок ШНП відповідають профілю та розмірам різьби головок металевих штанг ГОСТ 13877 відповідного типорозміру.

Продовження додатку Б

1.7 Штанги складаються з склопластикових стрижнів, виготовлених згідно з технічними умовами ТУ УЗ. 00216881 -001-95 „Склопластик профільний марки СПП – ЕІ і СПП - ЕВ”, та закріплених на їх кінцях металевих головок, виготовлених відповідно до конструкторської документації та ГОСТ 13877 за затвердженим технологічним регламентом (Рис. 1).

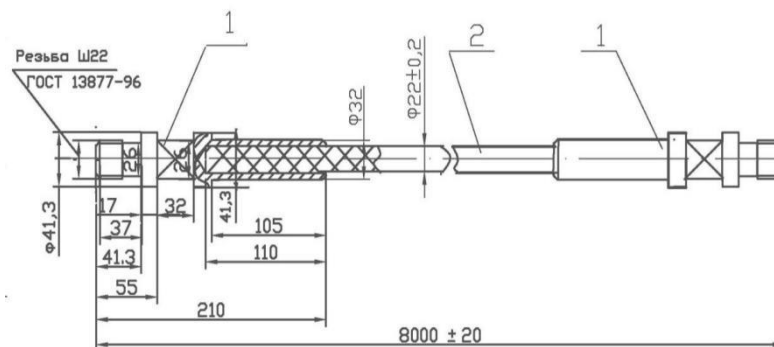


Рисунок 1 – Конструкція зразок насосної штанги ШНП діаметром 22 мм:

1 – головка штанги; 2 – тіло штанги

1.8 Фізико-механічні характеристики ШНП приведені в таблиці 2.

1.9 Фізико-механічні властивості стрижнів штанг відповідають вимогам ТУ УЗ. 00216881 - 001-95 та наступним додатковим вимогам:

1.9.1 Поверхня стрижнів повинна бути рівною, гладкою, без пухирців та сторонніх включень. Допускаються невеликі напливи смоли, які не перевищують 0,5 мм.

1.9.2 Стрижні не повинні мати тріщин, розривів, раковин та інших дефектів, що порушують безперервність та міцність армуючих волокон.

1.9.3 Кривизна стрижня штанги повинна бути не більше 3 мм. на довжині 1000 мм.

1.10 Характеристика приєднуючих головок штанг

1.10.1 Сортамент матеріалу головок – кругла гарячекатана сталь згідно ГОСТ 2590. Технічні вимоги для прокату – згідно ГОСТ 1050 та ГОСТ 4543.

Продовження додатку Б

Таблиця 2 – Фізико-механічні характеристики металопластикових штанг

Найменування показника	Значення показника
1. Міцність кріплення головки до стрижня, кН, не менше, для штанг діаметром:	
- 16 мм	
- 19 мм	60
- 22 мм	90
- 28 мм	120
- 32 мм	190
2. Границя міцності на розрив (при зсуві головки), σ_b , МПа	240
3. Відносне видовження при розтягу, δ_5 , %, не більше	570-700
4. Модуль пружності при розтягу, Е, МПа, не менше	2,5
5. Допустиме напруження на розтяг, σ_p , МПа, не більше	40000
6. Максимально допустиме короткочасне розтягуюче напруження, σ' , МПа, не більше	215
7. Максимальна температура експлуатації, °С	300
	110

1.10.2 Марки сталі, види термічної обробки і механічні властивості матеріалу головок після їх термічної обробки повинні відповідати вказаним у таблиці 3.

1.10.3 Макроструктура головок повинна бути без тріщин, розшарувань і шлакових включень, видимих неозброєним оком.

1.11 З'єднання ШНП між собою, а також з металевими штангами проводиться через різьбові сталеві муфти, виготовлені згідно з ГОСТ 13877.

Продовження додатку Б

Таблиця 3 – Механічні властивості матеріалу головок

Марка сталі	Вид термічної обробки	Умови експлуатації	Механічні властивості, не менше					
			Тимчасовий опір розриву МПа	Границя текучості, МПа	Відносне		В'язкість ударна, кгсм/см ²	Твердість за Брінелем, од. НВмакс
					видовження %	звуження ,%		
40 ГОСТ1050	Нормалізація	Некорозійні	580	340	19	45	6	217
45 ГОСТ1050	Нормалізація	Некорозійні	610	360	16	40	5	220
40Х ГОСТ4543	Нормалізація	Корозійні	630	330	-	-	-	-
40ХН ГОСТ4543	Нормалізація	Корозійні	780	460	-	-	-	-
20Х ГОСТ4543	Нормалізація	Корозійні	600	300	-	-	-	-
20ХН2М ГОСТ4543	Нормалізація	Корозійні	600	390	21	56	12	200
20ХМА ГОСТ 4543	Нормалізація, високий відпуск	Корозійні	610	400	20	62	18	229

1.12 Для підвищення експлуатаційних властивостей штанги та обмеження напружень згину в тілі штанг допускається закріплення напрямних пристроїв (протекторів).

Продовження додатку Б

1.13 Імовірність безвідмовної роботи штанги за 5 млн. циклів, визначена відповідно до додатку Ж до ГОСТ 13877 при приведеному напруженні в стрижні штанги $\sigma_{пр} \leq 130 \text{ МПа}$, за кількістю обривів без обліку експлуатаційних відказів становить не менше 0,995 .

1.14 Робота з ШНП може проводитися при температурах навколишнього середовища від -30C до $+60\text{C}$. Максимальна робоча температура ШНП в свердловинних умовах становить $+110\text{C}$.

1.15 Рекомендується застосовувати ШНП у свердловинах:

- з високопульсуючим рівнем рідини;
- з перевантаженнями режимів роботи наземного обладнання;
- з частою поломкою сталевих штанг через корозію;
- у разі значної глибини спуску штангового насоса (1400 м і більше).

1.16 Не рекомендується застосовувати ШНП в свердловинах:

- з високов'язкою нафтою;
- у свердловинах з високим вмістом мехдомішок (пісок) або металевої окалини застосовувати ШНП з додатковим глибинним обладнання (фільтр, фільтр-сепаратор і інше);
- з нахилом свердловини, тобто свердловина з викривленням.

1 ВИКОРИСТАННЯ ЗА ПРИЗНАЧЕННЯМ

2.1 Приймання, відбраковування та огляд штанг

2.1.1 Приймання штанг виробляє організація-одержувач, що має спеціалізовану службу вхідного контролю. Ця операція проводиться при отриманні штанг від заводу – виготовлювача або інших постачальників на місці розвантаження продукції з транспортних засобів. Огляд і відбраковування здійснює спеціальна комісія, що включає представників служби матеріально-технічного постачання і служби контролю.

Продовження додатку Б

При виникненні спірних або нестандартних ситуацій можуть залучатися експерти і представники інших організацій, а також представники заводу – виробника. По закінченні гарантійного терміну зберігання, застосування штанг допускається тільки після огляду їх на відповідність вимогам технічних умов.

2.1.2 За результатами огляду комісія складає акт про допуск партії штанг до спуску в свердловину. При наявності штанг, які не відповідають вимогам технічних умов, спеціальною комісією приймається рішення про повернення їх до заводу-виробника.

2.1.3 Кожна партія штанг повинна супроводжуватися паспортом (сертифікатом) заводу-виробника, в якому вказується номер партії, відповідність труб вимогам технічних умов, типорозмір штанг і кількість штанг в партії.

2.1.4 При прийманні створювати візуальний вхідний контроль партії штанг, що включає в себе:

- наявність маркування і відповідність її наявному паспорту (сертифікату);
- відсутність на тілі штанги неприпустимих вм'ятин, подряпин, задирів і інших механічних пошкоджень;
- відсутність на різьбі головок штанг забоїн і вм'ятин.

2.1.5 При виявленні недопустимих за технічними умовами дефектів рішення приймається окремо у кожному конкретному випадку з залученням представника заводу-виготовлювача.

2.2 Підготовка штанг до спуску в свердловину

2.2.1 Перед спуском у свердловину провести компоновку колони штанг у повній відповідності з розрахунком колони, виконаним для даної свердловини. При компонування колони штанг і заміні штанг у колоні керуватися наступними правилами:

Продовження додатку Б

- розрахунок колони штанг необхідно проводити за методикою, погодженою з організацією – розробником штанг;
- розрахунок колони штанг необхідно проводити для кожної конкретної свердловини окремо з урахуванням умов експлуатації та режиму роботи насосної установки;
- вибір матеріального оформлення колони штанг необхідно проводити згідно з рекомендаціями організації–розробника штанг;
- кожна секція колони штанг повинна складатися з штанг одного типорозміру і одного матеріального оформлення;
- довжина кожної секції колони штанг повинна бути підібрана таким чином, щоб усі секції колони були однаково навантажені з урахуванням рівня приведення напружень для даного матеріального оформлення штанг;
- розрахунковий рівень напружень для штанг слід приймати від 0,75 до 0,9 рівня допускаються приведення напруг;
- при виникненні обриву штанг в свердловині необхідно виявити причини обривів і вжити заходів до їх усунення;
- виявлені в процесі ремонту колони штанги і муфти, які мають ушкодження внаслідок зношування або впливу корозійно-активного середовища, повинні бути замінені на нові.

2.2.2 На підставі розрахунку колони штанг слід, виходячи з заданого рівня циклічної міцності штанг, а також їх механічних і теплофізичних характеристик, з урахуванням умов експлуатації штангової насосної установки, побудувати діаграму діапазону допустимих напружень для штанг у межах циклу.

Продовження додатку Б

2.2.3 Штанги до спуску в свердловину повинні бути перевірені зовнішнім оглядом. Штанги, що мають механічні пошкодження поверхні, повинні бути забраковані.

2.2.4 Перевірити комплектацію штанг протекторами. Спуск в свердловину штанг, не повністю укомплектованих протекторами, не допускається.

2.2.5 Для проведення спуско-підйомних операцій свердловина повинна бути обладнана пристроєм для підвішування штанг або стелажми для укладання на них штанг. Стелажі рекомендовано мати з м'яким покриття (гума, дерево тощо) та вони повинні бути обладнані таким чином, щоб не виходило прогинів штанг або провисання їх кінців.

2.2.6 Рекомендується штанги укладати на стелажми рядами з використанням дерев'яних міжрядних прокладок.

2.2.7 Перед згвинченням різьбові з'єднання повинні бути очищені від бруду і змазані. Для змащування різьби труб і муфт слід застосовувати змащення мастилом ЛЗ-162 згідно з ТУ 38 101315-77.9, або аналогічним.

2.2.8 Штангові елеватори, гаки, ключі та інші інструменти, що застосовуються при спуско-підйомних операціях, повинні виключати можливість будь-яких видів пошкоджень штанг.

2.2.9 Для запобігання заїдання різьблення штанг, при їх згвинчуванні або розгвинчуванні, свердловинне устаткування повинно бути відцентроване над гирлом свердловини. При сильному вітрі, що викликає розгойдування талевої системи, а разом з нею і штанг, піднятих над гирлом свердловини, необхідно використовувати центратори.

2.2.10 Штанги зі стелажів слід подавати по одній. Кінці штанг не можна волочити по землі.

Продовження додатку Б

2.2.11 Захоплення штанги при спуско-підйомних операціях слід проводити тільки за циліндричну частину металевої головки на ділянці радіусу під'єлеваторного бурту, не допускаючи при цьому захоплення за склопластикове тіло штанги, а згвинчення (розгвинчення) їх різьбових з'єднань – тільки за квадрат головки.

2.2.12 При видаленні ковпачка, що захищає різьблення штанги, і пробки, що захищає різьблення муфти, категорично не допускаються будь-які удари по муфті, що знаходиться в зборі з головкою штанги, або по голівці штанги. Муфти, які зазнали ударів, а також штанги, що знаходяться в зборі з такими муфтами, і штанги, головки яких піддавалися ударам, повинні бути замінені на нові.

2.2.13 НШП розміщувати таким чином, щоб максимальне напруження на розтяг не перевищувало допустимого.

2.2.14 Не рекомендується розміщувати НШП у верхній частині ступені. У разі загрози можливого заїдання плунжера, необхідно застосовувати обважнений низ.

2.2.15 Не допускається розміщення НШП над плунжером насоса.

2.2.16 Не допускається використання НШП у якості сальникового штоку.

2.2.17 Перед монтажем штанг в колону провести їх огляд на відсутність дефектів. Не допускаються до спуску НШП:

- з пошкодженням тіла штанги на глибину більше 1,0 мм на відстані менше 0,6 м від головки штанги;
- з видимими дефектами на решті частині тіла (порізи, вм'ятини, розшарування, надколи і т.д.).

2.3 Устаткування, що застосовується при роботі зі штангами.

Продовження додатку Б

2.3.1 При проведенні спуско-підйомних операцій, а також ловильних робіт з ШНП використовується стандартне обладнання, призначене для роботи з металевими штангами, спеціалізоване обладнання.

2.3.2 Штанговий елеватор повинен забезпечити захоплення циліндричної частини сталеві головки ШНП.

2.4 Спуск обладнання в свердловину.

2.4.1 Рекомендується використовувати ШНП у свердловинах з мінімально-можливим азимутом викривлення стовбура.

2.4.2 Швидкість спуску колони штанг у свердловину не повинна перевищувати 20 м/хв.

2.4.3 При спуску штанг у свердловину необхідно використовувати лійку або спецмуфти на різьбі трійника гирлової обв'язки, що охороняє штанги і протектори від пошкоджень в результаті ударів об торець насосно-компресорної труби.

2.4.4 В процесі спуску колони штанг у свердловину необхідно здійснювати постійний контроль за спуском кожної штанги, щоб не допустити пошкодження штанги і протектора.

2.4.5 При спуску та підйомі штанг необхідно ретельно слідкувати за правильною зарядкою штанг в елеватор, не допускаючи захоплення за пластикове тіло або під сталеву головку і уникати при цьому ударів ШНП об сталеві виступи свердловинного обладнання.

2.4.6 Для запобігання виникнення стискуючих напружень не рекомендується обладнувати колону з НШП скребками для очистки колони НКТ від парафіну.

2.4.7 Для запобігання стирання тіла НШП необхідно їх оснастити роликівими або капроновими протекторами (центраторами).

Продовження додатку Б

2.4.8 Вимоги до чистоти різьби, згвинчувань з муфтою ті ж, що й для сталевих насосних штанг.

2.4.9 Спуск штанг у свердловину проводиться в порядку характерному для сталевих носних штанг, враховуючи застереження даної настанови.

2.4.10 Після спуску колони НШП необхідно провести урівноваження верстата-качалки.

2.5 Підйом штанг.

2.5.1 При підйомі колони штанг необхідно попередньо зняти корпус гирлового сальника щоб уникнути пошкодження протекторів.

2.5.2 У разі заклинювання колони штанг у свердловині підйом колони слід проводити разом насосно-компресорними трубами.

2.5.3 Підйом штанг проводиться в порядку характерному для сталевих носних штанг, враховуючи застереження даної настанови.

2.5.4 У разі повторного спуску колони з НШП необхідно зберігати черговість, витримуючи такий порядок, місцезнаходження, конструкцію, який був і до їх підйому.

2.5.5 У випадку 2 обривів підряд НШП через короткі проміжки часу, необхідно припинити випробування НШП до з'ясування причин поломки.

2.5.6 У випадку обриву НШП по тілу ловильні роботи необхідно виконувати за допомогою спецінструменту. Якщо ловильні роботи не дають бажаного ефекту, тоді необхідно провести підйом колони НКТ разом з колоною насосних штанг до місця, де відбувся обрив.

3 Технічне обслуговування.

3.1 Промивку колони штанг та НКТ для видалення парафіну слід здійснювати при температурі робочого агента не вище 110С.

Продовження додатку Б

4 Поточний ремонт свердловини з причин не викликаних НШП проводити згідно існуючих рекомендацій та вимог даної настанови.

5 Зберігання.

5.1 Штанги однієї партії повинні бути упаковані в пакет не більше 50 штук у кожному. Допускається за замовленням споживача об'єднання декількох пакетів (не більше 10) у збільшений пакет.

5.2 Штанги в пакетах слід зберігати рядами або штабелями на рівних площадках в умовах, що виключають появу остаточної деформації.

Між рядами неупакованих штанг повинні встановлюватись поперечні неметалеві прокладки, які не допускають дотику головок між собою та зі стрижнями.

Зберігання штанг безпосередньо на землі не допускається. Висота штабелів не повинна перевищувати 3,0 м.

5.3 Штанги при зберіганні на БМТЗ, або ТІМ ЦКтаПРС, повинні бути захищені від впливу прямих сонячних променів та атмосферних опадів.

5.4 Умови зберігання – по групі умов зберігання Ж2 ГОСТ 15150.

6 Транспортування та утилізація.

6.1 Упаковані штанги належить транспортувати та зберігати в упаковці до моменту установлення їх у свердловину.

6.2 Пакети зі штангами транспортують будь-яким видом транспорту на платформі, що перевищує довжину штанг.

Спосіб транспортування повинен забезпечувати повне зберігання штанг з додержанням правил техніки безпеки, діючих на даному виді транспорту.

6.3 При проведенні завантажувальних робіт у залізничні вагони повинні виконуватись вимоги ГОСТ 22235. При цьому висота штабеля пакетів не повинна перевищувати 3 метри. Пакети повинні торкатися один одного тільки поперечними стяжками. В кожному штабелі поперечні стяжки пакетів повинні бути скріплені між собою дротовою скруткою.

Продовження додатку Б

6.4 Вантажно-розвантажувальні роботи необхідно проводити м'якими чалочними пристосуваннями, наприклад, дерев'яні, не допускаючи при транспортуванні контакту стрижнів штанг з металом.

6.5 Всі штанги, як нові, так і вживані необхідно транспортувати на свердловину із запобіжними ковпачками, що захищають різьбу від забруднення і механічних пошкоджень. Під час транспортування стежити за збереженням запобіжних ковпачків на різьбі головок штанг.

6.6 Відбраковані склопластикові тіла штанг підлягають утилізації.

У разі неможливості утилізації склопластикові тіла штанг повинні збиратися у спеціальній тарі і вивозитися в місця захоронення з дотриманням вимог ДСанПіН 2.2.7.029 та за погодженням з органами санітарного нагляду відповідно до діючих місцевих правил вивезення та утилізації промислових відходів.

7 Гарантії виробника.

7.1 Виробник гарантує відповідність штанг вимогам даних технічних умов при дотриманні умов експлуатації, транспортування та зберігання.

7.2 Гарантійний строк зберігання – 1,5 року за умови дотримання вимог даних технічних умов. Після закінчення гарантійного строку зберігання, перед використанням, штанги перевіряють на відповідність вимогам даних ТУ.

7.3 Гарантійний строк експлуатації - 3 роки від дня введення в експлуатацію за умови дотримання правил експлуатації.

7.4 Критерієм критичного стану штанги або муфти є їх обрив, а також наявність тріщин, розривів, розшарувань в тілі стрижня або муфти, викривлення штанги, що виключає можливість подальшої експлуатації.

Продовження додатку Б

Список літератури

1. ГОСТ 1050-2013Metalloprodukcija iz neleghirovannykh konstrukcionnykh kachestvennykh i specialnykh staley. Obshchie tekhnicheskie uslovija (Metalloprodukcija z neleghovanykh konstrukciynnykh yakisnykh i specialnykh staley. Zagalnykh tekhnichnykh umovi).
2. ГОСТ 2590Прокат сортовой стальной горячекатаный круглый. Сортамент (Прокат сортовой сталевий гарячекатаний круглий. Сортамент).
3. ГОСТ 4543-90Прокат из легированной конструкционной стали. Технические условия (Прокат із легованої конструкційної сталі. Технічні умови).
4. ГОСТ 5639-82Стали и сплавы. Методы выявления и определения величины зерна (Сталі і сплави. Методи виявлення і визначення величини зерна).
5. ГОСТ 13877-96Штанги насосные и муфты штанговые. Технические условия (Штанги насосні і муфти штангові. Технічні умови).
6. ГОСТ 15150-69Машины, приборы и другие технические изделия. Исполнения для различных климатических районов. Категории, условия эксплуатации, хранения и транспортирования в части воздействия климатических факторов внешней среды (Машины, прилади і інші технічні вироби. Виконання для різних кліматичних районів. Категорії, умови експлуатації, зберігання і транспортування в частині впливу кліматичних факторів зовнішнього середовища).
7. ДСТУ ГОСТ 22235:2015Вагони вантажні магістральних залізничних доріг колії 1520 мм. Загальні вимоги щодо забезпечення збереження під час завантажувально-розвантажувальних та маневрових робіт.
8. ДСанПіН 2.2.7.029-99Гігієнічні вимоги щодо поводження з промисловими відходами та визначення їх класу небезпеки для здоров'я населення
9. ТУ У 29.5-13741713-002:2006Штанги насосні металопластикові. Технічні умови.

Продовження додатку Б

10. ТУ УЗ.00216881-001-95 Склопластик профільний марки СПП-ЕІ і СПП-ЕВ.
Технічні умови.
11. ТУ 38 101315-77 Смазка ЛЗ-162.
12. Копей Б.В. та інші. Насосні штанги та труби з полімерних композитів: проектування, розрахунок та випробування. – Львів: ШППММ ім. Я.С. Підстригача НАН України, 2003.– 352 с.