

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

На правах рукопису

Копей Володимир Богданович

УДК 622.276.054

ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСУ ШТАНГОВОЇ КОЛОНИ
ПРИ ВИДОБУТКУ ПАРАФІНІСТИХ НАФТ

Спеціальність 05.05.12 – Машини нафтової і газової промисловості.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Науковий керівник:

Петрина Юрій Дмитрович,

доктор технічних наук, професор.



Івано-Франківськ - 2004

245

ЗМІСТ

	С.
Вступ.....	4
РОЗДІЛ 1. Стан питання і задачі досліджень.....	10
1.1. Аналіз умов роботи і причини відмов колони насосних штанг.....	10
1.1.1. Розподіл частоти відмов по довжині колони.....	12
1.1.2. Вплив діаметра плунжера насоса на частоту відмов колони насосних штанг.....	13
1.1.3. Вплив приведенного напруження на частоту відмов колони.....	15
1.1.4. Вплив процента води в продукції свердловини на частоту відмов колони.....	16
1.1.5. Вплив інших факторів на частоту відмов колони штанг.....	16
1.1.6. Вплив інтенсивних СПУ на частоту відмов колони.....	18
1.2. Аналіз конструкцій штангообертачів для боротьби з спрацюванням колони насосних штанг і парафіноутворенням.....	23
1.3. Аналіз конструкцій протекторів і скребків для боротьби зі спрацюванням колони насосних штанг і парафіноутворенням	33
1.4. Світовий досвід використання склопластикових насосних штанг для підвищення ресурсу колони штанг і попередження парафіноутворення.....	39
1.5. Оцінка методів прогнозування ресурсу насосних штанг.....	43
1.6. Способи зменшення нерівномірності навантаження по витках різьби муфтового з'єднання насосних штанг.....	48
1.7. Постановка задачі досліджень.....	53
РОЗДІЛ 2. Методика експериментальних досліджень.....	55
2.1. Стенди і зразки для дослідження статичного і втомного руйнування насосних штанг.....	55

2.2. Методика визначення тріщиностійкості сталей для насосних штанг.....	59
2.3. Методика дослідження втомної міцності муфтового з'єднання насосних штанг зі спрацьованою муфтою.....	62
РОЗДІЛ 3. Принципи проектування і розробка обладнання для підвищення ресурсу насосних штанг і боротьби з парафіноутворенням.....	64
3.1. Принципи автоматизованого проектування за допомогою параметричного тривимірного моделювання та методу кінцевих елементів.....	64
3.2. Розробка і аналіз конструкцій храпових штангообертачів.....	67
3.3. Принципи проектування штангообертачів за допомогою параметричної тривимірної моделі.....	74
3.4. Класифікація протекторів і скребків для насосних штанг.....	80
3.5. Аналіз конструкцій протекторів і скребків з точки зору їх опору спрацюванню та гідродинамічних характеристик.....	83
3.6. Принципи проектування і розробка раціональної конструкції протектора-скребка за допомогою параметричної тривимірної моделі.....	88
3.7. Висновки до розділу.....	94
РОЗДІЛ 4. Прогнозування і підвищення ресурсу сталевих і склопластикових насосних штанг та їх муфтових різьбових з'єднань.....	95
4.1. Дослідження опору статичному і втомному руйнуванню і склопластикових насосних штанг.....	95
4.2. Дослідження корозійної тріщиностійкості сталевих насосних штанг в умовах СПУ.....	100
4.3. Підвищення міцності з'єднання склопластикового тіла насосної штанги зі сталевою головкою.....	103
4.4. Прогнозування ресурсу насосних штанг і муфт з втомними тріщинами.....	113
4.5. Аналіз напружено-деформованого стану стандартного муфтового	

різьбового з'єднання насосних штанг за допомогою методу кінцевих елементів.....	119
4.6. Аналіз напружено-деформованого стану муфтових різьбових з'єднань для насосних штанг зі зменшеною нерівномірністю навантаження по витках різьби.....	125
4.7. Аналіз напружено-деформованого стану та довговічність муфтового різьбового з'єднання насосних штанг із спрацьованою муфтою.....	137
4.8. Висновки до розділу.....	143
РОЗДІЛ 5. Промислове випробування, впровадження і економічна ефективність обладнання для підвищення ресурсу насосних штанг і боротьби з парафіноутворенням.....	145
5.1.Промислове випробування і впровадження обладнання для підвищення ресурсу насосних штанг і боротьби з парафіноутворенням.....	145
5.2.Економічна ефективність обладнання для підвищення ресурсу насосних штанг і боротьби з парафіноутворенням.....	151
5.3. Висновки до розділу.....	158
ВИСНОВКИ.....	159
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	162
Додаток А.....	172
Додаток Б.....	174
Додаток В.....	177
Додаток Г.....	178
Додаток Д.....	179

Вступ

Перспективи розвитку нафтової промисловості передбачають подальше підвищення видобутку нафти. При цьому, видобуток нафти за допомогою свердловинної штангової насосної установки (СШНУ) є одним з найбільш поширених. Тому важливим є питання забезпечення надійності СШНУ.

Як показує практика, найбільш складними відмовами СШНУ є відмови її підземної частини, особливо штангової колони (колони насосних штанг). Колона насосних штанг являє собою довгий стержень, який складається з насосних штанг, з'єднаних штанговими муфтами, і призначена для передачі руху від балансира СШНУ до плунжера свердловинного насоса. Колона насосних штанг зазнає впливу багатьох факторів, що ведуть до її корозійно-втомного руйнування, корозії та спрацювання. Крім цього, при видобутку парафіністих нафт, гострою проблемою є ускладнення, пов'язані зі смоло-парафіновими утвореннями (СПУ) в свердловинному обладнанні [1,2].

Вивченню умов роботи колони насосних штанг для підвищення їхньої довговічності приділена увага в працях таких вчених: Баграмова Р.О., Вірновського О.С., Фаєрмана І.Л., Крумана Б.Б., Копея Б.В., Тараєвського С.Й., Федоровича Я.Т. та інших.

Проблеми підвищення ресурсу штангової колони і боротьби з СПУ часто вирішують окремо, що призводить до значних витрат.

Для боротьби з СПУ застосовуються дорогі хімічні реагенти, теплові методи та ненадійні механічні методи. Наприклад, в НГДУ "Долинанафтогаз" застосовуються такі способи депарафінізації свердловин:

- 1.Термодепарафінізація гарячою нафтою або пластовою водою з поверхнево-активними речовинами (ПАР) не менше трьох разів на місяць – 236 свердловин;
- 2.Термодепарафінізація гарячою нафтою або пластовою водою з ПАР 1-2 рази на місяць – 63 свердловини;
- 3.Розчинення парафіну газовим конденсатом три рази на місяць – 7 свердловин;
- 4.Підймання НКТ і штанг для обробки паром – 45 свердловин.

Для підвищення ресурсу колони насосних штанг пропонувались технологічні і конструктивні способи підвищення довговічності: захисні покриття [3-15], поверхневе пластичне деформування [4,5,16,17], гартування струмами високої частоти [4,5,18,19], удосконалення конструкції муфтового з'єднання [3,20-22]. Їх загальним недоліком є неспроможність комплексно і ефективно вирішити проблеми спрацювання, згину колони і СПУ.

У зв'язку з вище вказаними проблемами, в дисертаційній роботі запропоновані шляхи розробки та удосконалення обладнання для комплексного підвищення ресурсу колони і боротьби з СПУ та проведено дослідження його ефективності.

Актуальність теми. Більше 70% нафтових свердловин України оснащені свердловинними штанговими насосними установками (СШНУ), за допомогою яких видобувається 50% всієї нафти. Це пояснюється відносною простотою конструкції СШНУ, зручністю в експлуатації мало- та середньодобітних свердловин.

В той же час, як показує практика, мають місце багаточисельні відмови підземного обладнання СШНУ, особливо колони насосних штанг, яка сприймає значні знакозмінні навантаження, піддається корозії та інтенсивному спрацюванню. Відмова колони насосних штанг пов'язана з необхідністю проведення тривалого і дорогого підземного ремонту свердловин. Окремі сучасні методи підвищення ресурсу штангової колони вирішують тільки частину проблем, наприклад, корозію штанг, або їх корозійно-втомне руйнування чи спрацювання.

Крім цього, гострою проблемою є ускладнення, пов'язані з виділенням смоло-парафінових утворень, які призводять до збільшення навантаження на СШНУ, зменшення пропускної здатності труб та необхідності проведення підземних ремонтів, пов'язаних з депарафінізацією. Так, нафти родовищ Прикарпаття характеризуються високим вмістом парафіну (9,5-12,5%) і смол (14,5-17,5%). Сучасні методи боротьби з СПУ (теплові, хімічні) дорогі та часто неефективні.

Застосування комплексу обладнання, який включає штангообертач, склопластикові насосні штанги, скребки-протектори вирішує проблеми СПУ та корозії, корозійно-втомного руйнування, спрацювання і згину насосних штанг.

Однак, при використанні цього обладнання окремо чи в комплексі виникає багато проблем. Так, існуючі конструкції протекторів володіють низькою універсальністю і призначені, переважно, або для боротьби зі спрацюванням або попередження СПУ. Існуючі конструкції склопластикових насосних штанг потребують удосконалення з метою підвищення їх довговічності в умовах збільшених навантажень стиску і згину, які виникають при обладнанні колони протекторами.

У зв'язку з цим, розробка надійного комплексу обладнання для комплексного підвищення ресурсу колони насосних штанг та боротьби з СПУ є актуальною задачею, яка має важливе народногосподарське значення.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Тематика роботи є частиною планових науково-дослідних програм по розвитку нафтопромислового комплексу України і базується на результатах науково-дослідних робіт “Розробка і дослідження конструкцій труб і виробів нафтового сортаменту з ПКМ і організація їх серійного виробництва”, “Розробка штангообертача та скребків-протекторів для насосних штанг”. Роботи входять в координаційний план Міністерства освіти і науки “Наукові основи розробки нових технологій видобутку нафти і газу, газопромислового обладнання, поглибленої переробки нафти і газу з метою отримання високоякісних моторних палив, мастильних матеріалів, допоміжних продуктів і нафтохімічної сировини”. Вказаний план входить в національну програму “Нафта і газ України”.

Мета і задачі досліджень. Метою роботи є підвищення довговічності колони насосних штанг та попередження ускладнень, пов'язаних з СПУ, шляхом розробки комплексу обладнання для підвищення ресурсу колони насосних штанг та боротьби з СПУ.

Для досягнення мети необхідно розв'язати наступні задачі:

1. Проаналізувати причини відмов колони насосних штанг, вплив різних експлуатаційних чинників на частоту відмов колони при видобутку парафіністич нафт.

2. На основі аналізу існуючих аналогів розробити комплекс обладнання для підвищення ресурсу колони насосних штанг та боротьби з СПУ, запропонувати наукові принципи його проектування.

3. Експериментально дослідити характер зміни експлуатаційних характеристик елементів штангової колони при специфічних умовах експлуатації, зумовлених СПУ, та розробити способи підвищення ресурсу склопластикових насосних штанг та муфтових різьбових з'єднань насосних штанг.

4. Розробити метод прогнозування ресурсу сталевих насосних штанг з тріщиною при рівномірному обертанні колони та метод прогнозування ресурсу штангових муфт.

5. Провести промислові випробування і визначити економічну ефективність обладнання для підвищення ресурсу колони насосних штанг та боротьби з СПУ: склопластикових насосних штанг, насосних штанг з протекторами-скребками і штангообертачів.

Об'єкт дослідження – колона насосних штанг.

Предмет дослідження – методи і засоби підвищення довговічності колони насосних штанг та боротьби з СПУ.

Методи дослідження. При аналізі відмов колони насосних штанг використовували методи математичної статистики. При розробці комплексу обладнання використовували системи автоматизованого проектування та метод кінцевих елементів (МКЕ). Для оцінки тріщиностійкості сталей для насосних штанг використовували основні положення лінійної механіки руйнування.

Наукова новизна отриманих результатів: Автором самостійно вперше:

-досліджено вплив різних експлуатаційних чинників на частоту відмов елементів колони насосних штанг при видобутку парафіністих нафт;

-на основі тривимірного параметричного моделювання і методу кінцевих елементів розроблені наукові принципи проектування елементів обладнання для підвищення ресурсу колони насосних штанг та боротьби з СПУ;

-досліджено вплив специфічних умов експлуатації, зумовлених СПУ, на характер зміни експлуатаційних характеристик елементів штангової колони:

виявлено характер підвищення корозійної тріщиностійкості сталей для насосних штанг при наявності на них суцільного шару СПУ та характер підвищення корозійної тріщиностійкості штангової сталі 20Н2М при подвійному і потрійному статичному перевантаженні і невисокому коефіцієнті інтенсивності напружень;

-за допомогою МКЕ запропонована методика порівняння ефективності модернізованих муфтових з'єднань насосних штанг з точки зору запасу втомної міцності;

-за допомогою МКЕ запропоновано метод прогнозування ресурсу штанг з тріщиною при рівномірному обертанні колони в умовах дії навантажень розтягу і згину.

Практичне значення отриманих результатів:

-раціоналізовано конструкцію храпового штангообертача, протекторів для легких і важких умов роботи;

-з метою раціонального вибору протекторів для конкретних умов роботи і їх удосконалення, проаналізовано конструкції поширених протекторів з точки зору їх опору спрацюванню та гідродинамічних характеристик;

-удосконалено конструкції склопластикових насосних штанг та муфтових з'єднань насосних штанг з точки зору підвищення їх ресурсу;

-визначено допустиму глибину нерівномірного і рівномірного спрацювання штангової муфти та визначено величину підвищення довговічності муфти при її рівномірному спрацюванні;

-розроблено технічні умови на насосні штанги зі скребками-протекторами і удосконалений штангообертач;

-на обладнаних СШНУ свердловинах Долинського родовища здійснено впровадження штангообертачів ОКШ-100 і насосних штанг з протекторами-скребками згідно ТУ.

Особистий внесок здобувача. Основні результати роботи отримані автором самостійно. Ним знайдені залежності частоти відмов колони від експлуатаційних чинників [23], проведено аналіз існуючого [24,25] та запропоновані наукові принципи проектування удосконаленого [26] обладнання для підвищення ресурсу

колони насосних штанг та боротьби з СПУ, здійснено вибір найбільш перспективних методів прогнозування ресурсу штанг [27-29], розроблено елементи конструкції роз'ємних склопластикових штанг [30-31] і досліджено втомну міцність посилених склопластикових штанг [32-33], запропоновано методику порівняння ефективності модернізованих муфтових з'єднань насосних штанг з точки зору запасу втомної міцності [34] і удосконалено елементи конструкції муфтових з'єднань [35].

Апробація результатів досліджень. Основні результати роботи доповідалися і обговорювалися на: міжнародних науково-технічних конференціях “Надійність машин та прогнозування їх ресурсу” (Івано-Франківськ-Яремча, 2000), “Нафта-Газ України-2000” (Івано-Франківськ, 2000), “Методи і технології в нафтовій геології, бурінні та розробці родовищ” (Краків, 2002; Закопане, 2003) та Шостому міжнародному симпозиумі українських інженерів-механіків у Львові (Львів, 2003).

Публікації. За результатами досліджень, які викладені в дисертації, опубліковано 22 роботи, у тому числі 10 деклараційних патентів України на винахід.

РОЗДІЛ 1

Стан питання і задачі досліджень

1.1. Аналіз умов роботи і причини відмов колони насосних штанг

Найбільш поширеними видами відмов колони насосних штанг є корозійно-втомні руйнування штанг і муфт, зриви різьби та відгвинчування муфтового з'єднання.

Втомні руйнування колони зумовлені дією змінного циклічного осьового навантаження. До них відносяться поломки штанг по тілу, різьбі ніпеля та зарізьбовій канавці, по тілу муфти та поломки полірованого штока.

Близько 90% поломок штанг по тілу розташовані безпосередньо за головкою штанги, на віддалі 20-150 мм від її нижнього бурта [3]. Основною причиною цього, на думку багатьох дослідників [3,4], є згин тіла штанги за головкою, який може бути зумовлений втратою стійкості колони при дії високих навантажень стиску, падінням обірваної частини колони або не дотриманням правил транспортування і експлуатації штанг. Втомному руйнуванню можуть сприяти корозійні дефекти, технологічні дефекти, а також спрацювання тіла внаслідок тертя об НКТ.

Втомні поломки ніпеля штанги, в основному, зумовлені високою концентрацією напружень в перших витках різьби і зарізьбовій канавці, а також неконтрольованим моментом згвинчування з'єднання [3,36].

Втомні поломки по тілу муфти зумовлені високою концентрацією напружень в районі останньої робочої впадини різьби муфти, спрацюванням муфти та недотриманням правил експлуатації, які забороняють удари ключем по муфті.

Причиною руйнування різьбового з'єднання шляхом зриву витків різьби є неконтрольований момент згвинчування [3] та глибоке спрацювання муфти.

Серед причин відгвинчування муфтового з'єднання називають недотримання правил згвинчування (недостатній момент згвинчування, згвинчування забрудненої муфти [3]), а також дію навантажень стиску на колону. Часто підвищення відгвинчувань з'єднань спостерігають у свердловинах з інтенсивним відкладенням парафіну.

Для виявлення впливу різних експлуатаційних чинників на частоту відмов колони насосних штанг на НГВУ “Долинанафтогаз” протягом 1999-2001 років, були зібрані дані по відмовах колон і створено базу даних з 704 записами. Кожен запис таблиці бази даних відповідає окремій відмові колони і містить наступну інформацію: дата відмови, номер аварійної свердловини, діаметр плунжера свердловинного насоса, довжина колони, довжина секцій штанг різного діаметра, глибина обриву колони, тип відмови, газовий фактор, процент води в продукції, наявність інтенсивних СПУ, інтервал кривизни свердловини, продуктивність свердловини, приведене напруження в верхній частині колони. Аналіз проводився за допомогою комп'ютера і програм Ms Access і Ms Excel. Реєструвались наступні типи відмов: руйнування по тілу штанги, руйнування по тілу муфти, руйнування по різьбі ніпеля (переважно корозійно-втомні), зрив різьби муфти і ніпеля, відгвинчування, обрив і заміна полірованого штока (таблиця 1.1).

Таблиця 1.1

Кількість відмов колони в парафіністих і безпарафіністих свердловинах для різних типів відмов

тип відмови	парафіністи		безпарафіністи		всього	
	к-ть	%	к-ть	%	к-ть	%
по тілу штанги	45	15,8	70	16,7	115	16,3
зрив різьби муфти	51	18	77	18,3	128	18,2
відгвинчування	18	6,3	44	10,5	62	8,8
по тілу муфти	71	25	80	19	151	21,4
заміна штока	52	18,3	71	16,9	123	17,5
обрив штока	3	1,1	9	2,1	12	1,7
зрив різьби штанги	24	8,5	44	10,5	68	9,7
по різьбі ніпеля	20	7	25	6	45	6,4
всього	284	100	420	100	704	100

Аналізуючи ці дані, бачимо, що процент обривів муфт по тілу найвищий, а процент зривів різьби муфти перевищує процент зривів різьби ніпеля. Це пов'язано із спрацюванням муфт, яке при високій обводненості і викривленості свердловини може мати катастрофічний характер, а також із більшою міцністю накатаної різьби ніпеля. Про це свідчить і те, що відношення кількості відмов муфт до загальної

кількості відмов значно вище в найбільш аварійних свердловинах (а до них, як правило, відносяться викривлені і обводнені). При спрацюванні тіла муфти до певної межі, відбувається послаблення з'єднання і вирив ніпеля з муфти.

Існують дані зібрані в тому ж НГВУ протягом 1978-1979 років [37]. Порівнюючи ці дані, бачимо, що значно зросла кількість обривів штангових муфт - 21% проти 2%, проте зменшилась кількість відмов штанг (у тому числі по різьбі) - 59% проти 79%, кількість відмов полірованого штока майже не змінилась - 19% проти 17%. Збільшення кількості обривів муфт пояснюється збільшенням обводненості свердловин НГВУ, яка зараз, в середньому, перевищує 60%. Це призводить до інтенсивного зношування муфт. Зменшення кількості відмов штанг пояснюється застосуванням їх нової конструкції, сталі і термообробки (ГОСТ 13877-80) [38].

1.1.1. Розподіл частоти відмов по довжині колони

Різними дослідниками [3,4], були отримані залежності частоти відмов колони від її відносної глибини обриву, однак, не достатньо велика кількість статистичних даних не дозволила отримати точної залежності. Аналізуючи більше 700 відмов, автором отримана залежність частоти відмов колони штанг від її відносної глибини обриву для різних типів відмов (рис.1.1) [23].

Аналізуючи її, бачимо, що існують два максимуми відмов, перший з яких відповідає дії максимального навантаження розтягу на колону ($l_0/l=0,3$), а другий – згину низу колони над насосом, зумовленому дією навантажень стиску ($l_0/l=0,9$). Це підтверджують і інші дослідники [3,4], однак, вони вказують на те, що перший максимум відмов знаходиться безпосередньо вгорі колони, а другий – безпосередньо над насосом. В дійсності ж існують три мінімуми відмов, перший з яких ($l_0/l \approx 0$) пояснюється відсутністю вгорі колони таких негативних факторів як викривленість свердловини, гідростатичний тиск, навантаження стиску, наявності захисного шару твердих вуглеводнів на поверхні штанг, другий ($l_0/l \approx 0,7$) – відсутністю значних навантажень розтягу і стиску, а третій ($l_0/l \approx 1$) – відсутністю навантажень розтягу від ваги колони.

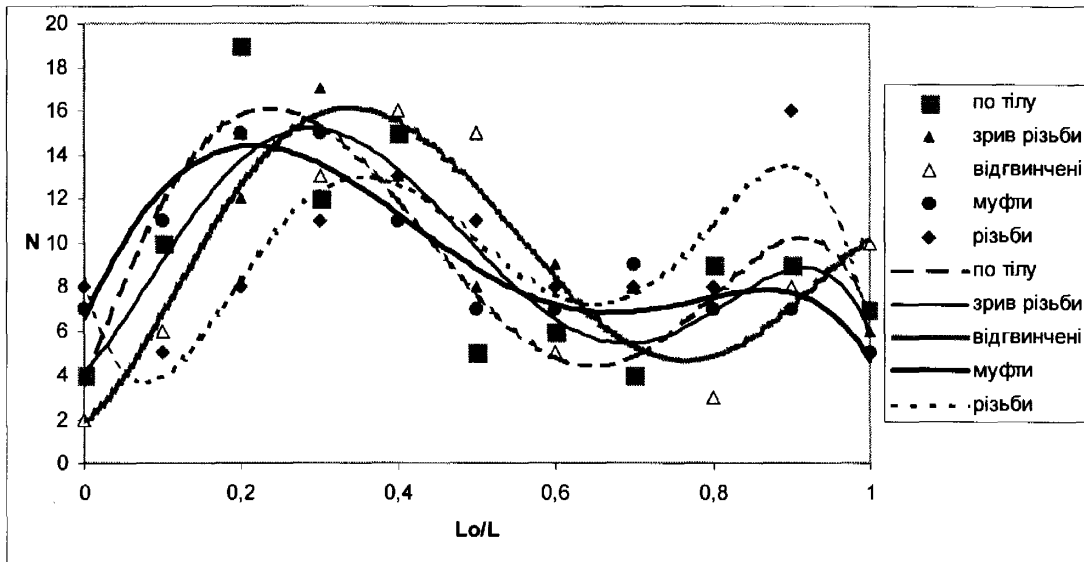


Рис. 1.1 - Залежність частоти відмов (у процентах) колони штанг від її відносної глибини обриву для різних типів відмов

Залежність такого характеру (рис. 1.1), із двома максимумами і трьома мінімумами, стосується більшості типів відмов. Так, згин нижньої частини колони є причиною збільшення не тільки обривів штанг по тілу, але й обривів по різьбі, зривів різьби, обривів муфти, відгвинчувань.

Криві для відгвинчувань і відмов по різьбі ніпеля дещо зміщені вправо. Так перший максимум для них відповідає $lo/l=0,35$, а другий для відгвинчувань знаходиться безпосередньо над насосом. Крім того, для відмов по різьбі ніпеля характерна наявність максимуму безпосередньо під гирлом. В той час як для відмов муфт другий максимум не яскраво виражений, для відмов по різьбі ніпеля другий максимум більший першого, що говорить про особливо негативний вплив навантажень стиску на втомну міцність ніпеля.

1.1.2. Вплив діаметра плунжера насоса на частоту відмов колони насосних штанг

Діаметр плунжера глибинного насоса, в основному, визначає величину навантаження розтягу від ваги рідини, яке діє на колону. Однак, із діаметром плунжера часто може бути пов'язаний і діаметр НКТ і довжина колони і інші чинники. Зі збільшенням діаметра НКТ збільшується згин нижньої частини колони

при дії навантажень стиску. Аналізуючи залежність частоти відмов від діаметра насоса, можна умовно розбити насоси на групи малого (29-32 мм), середнього (38-44 мм) і великого (57-95 мм) діаметра з тих міркувань, що при експлуатації насосами малого діаметра відбувається, в середньому, менше двох відмов колони за три роки на одну свердловину, насосами середнього діаметра – три відмови, а насосами великого діаметра – чотири відмови. Помітно (табл. 1.2), що зі збільшенням діаметра насоса є тенденція до зменшення відмов по тілу муфти і по різьбі ніпеля але збільшується кількість зривів різьби і відгвинчувань.

Таблиця 1.2

Кількість відмов колони для малого, середнього і великого діаметра насоса і для різного типу відмов

тип відмови	29-32		38-44		57-95	
	к-ть	%	к-ть	%	к-ть	%
по тілу штанги	21	16	41	16,1	53	16,7
зрив різьби муфти	22	16,8	42	16,5	64	20,1
відгвинчування	9	6,9	16	6,3	37	11,6
по тілу муфти	35	26,7	53	20,8	63	19,8
заміна штока	22	16,8	56	22	45	14,2
обрив штока	3	2,3	5	2	4	1,3
зрив різьби штанги	7	5,3	20	7,8	41	12,9
по різьбі ніпеля	12	9,2	22	8,6	11	3,5
всього	131	100	255	100	318	100

Залежності частоти відмов колони штанг від її відносної глибини обриву для насосів малого, середнього і великого діаметра, отримані І.Л. Фаєрманом [3], показують, що у колон, обладнаних насосами великого діаметра, значно переважають відмови внизу колони. На аналогічних залежностях, отриманих автором (рис. 1.2), цього не спостерігається, проте помітно, що зі збільшенням діаметра насоса криві зміщуються вправо. Так, перший максимум відмов для насосів малого і середнього діаметра відповідає $l_0/l=0,25-0,3$, а для насосів великого діаметра - $0,4$. Мінімум відмов, зумовлений наявністю нейтрального січення, для колон з насосами малого діаметра (2,5% відмов) відповідає $l_0/l=0,5$, для середнього

(5% відмов) – 0,7, для великого (7% відмов) – 0,8. Для колон з насосами малого діаметра існує збільшення відмов безпосередньо під гирлом і над насосом.

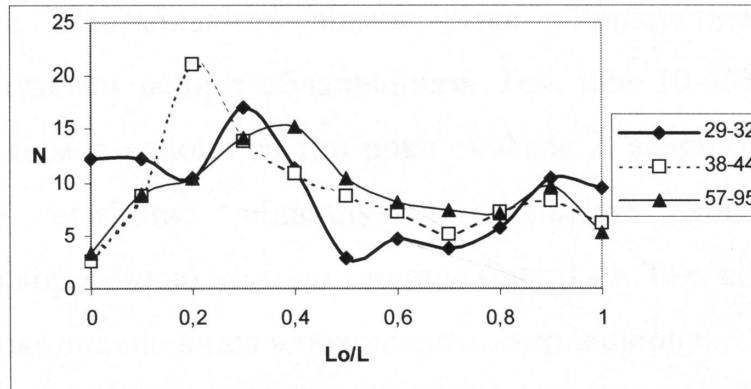


Рис. 1.2 - Залежність частоти відмов (у процентах) колони штанг від її відносної глибини обриву для насосів малого, середнього і великого діаметра

1.1.3. Вплив приведенного напруження на частоту відмов колони

Напруження в точці підвісу підраховувались наближено за допомогою електронних таблиць для кожного випадку відмови, використовуючи відомі формули [36]. Характерно (рис.1.3), що зриви різьби більш чутливі до зростання напруження ніж відмови по тілу штанги, полірованого штока і відгвинчування. Зі збільшенням напруження незначно зменшується кількість відмов по різьбі ніпеля.

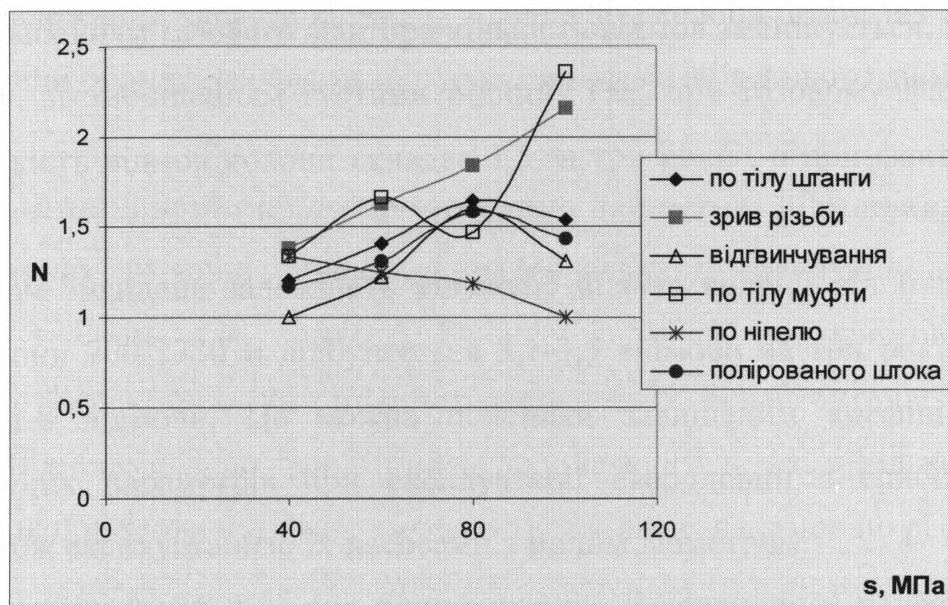


Рис. 1.3 – Залежність частоти відмов колони насосних штанг від приведенного напруження в точці підвісу для різних типів відмов

1.1.4. Вплив процента води в продукції свердловини на частоту відмов колони

Підтверджено також висновки дослідників [36], що при обводненості свердловини вище 50% кількість відмов різко збільшується. Це пояснюється безпосереднім контактом води з обладнанням. Так, при 10-40% води в продукції середня кількість відмов колони за три роки складає 2, а при 50-90% - 4. Автором встановлено, що особливо підвищується кількість відмов пов'язаних з спрацюванням, а з корозійною втомою - менше (рис. 1.4). Так, кількість відмов муфт і полірованого штока значно вища в обводнених свердловинах.

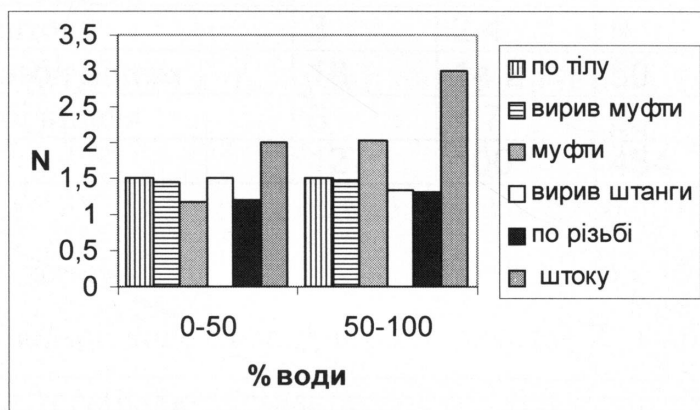


Рис. 1.4 – Частота обривів колони в звичайних і обводнених свердловинах

1.1.5. Вплив інших факторів на частоту відмов колони штанг

Зі збільшенням газового фактора кількість відмов зменшується, що пов'язано, в основному, зі зменшенням густини рідини. Так, при газовому факторі 100-300 середня кількість відмов колони складає 3,5 за три роки, а при факторі 350-550 – 2,5.

Автором знайдена залежність кількості відмов колони від її довжини. При довжині колони 700-1750 м відбувається 3,1-3,5 відмови на три роки, а при 1750-2100 м – 1,8 відмови. Це можна пояснити завищеним коефіцієнтом запасу експлуатаційних параметрів при експлуатації свердловин з глибоким спуском насоса, а також експлуатацією їх насосами з малим діаметром.

Встановлено (табл. 1.3), що в викривлених свердловинах переважають зриви різьби муфти і ніпеля та відгвинчування. Свердловини, з кількостями аварій більше семи за три роки, можна умовно віднести до високоаварійних (рис. 1.5).

Таблиця 1.3

Кількість відмов колони для викривлених і прямих свердловин

тип відмови	викривлені		прямі	
	к-ть	%	к-ть	%
по тілу штанги	21	16,5	94	20,7
зрив різьби муфти	37	29,1	91	20
відгвинчування	17	13,4	45	9,9
по тілу муфти	25	19,7	126	27,8
обрив штока	3	2,4	9	2
зрив різьби ніпеля	18	14,2	50	11
по різьбі ніпеля	6	4,7	39	8,6
всього	127	100	454	100

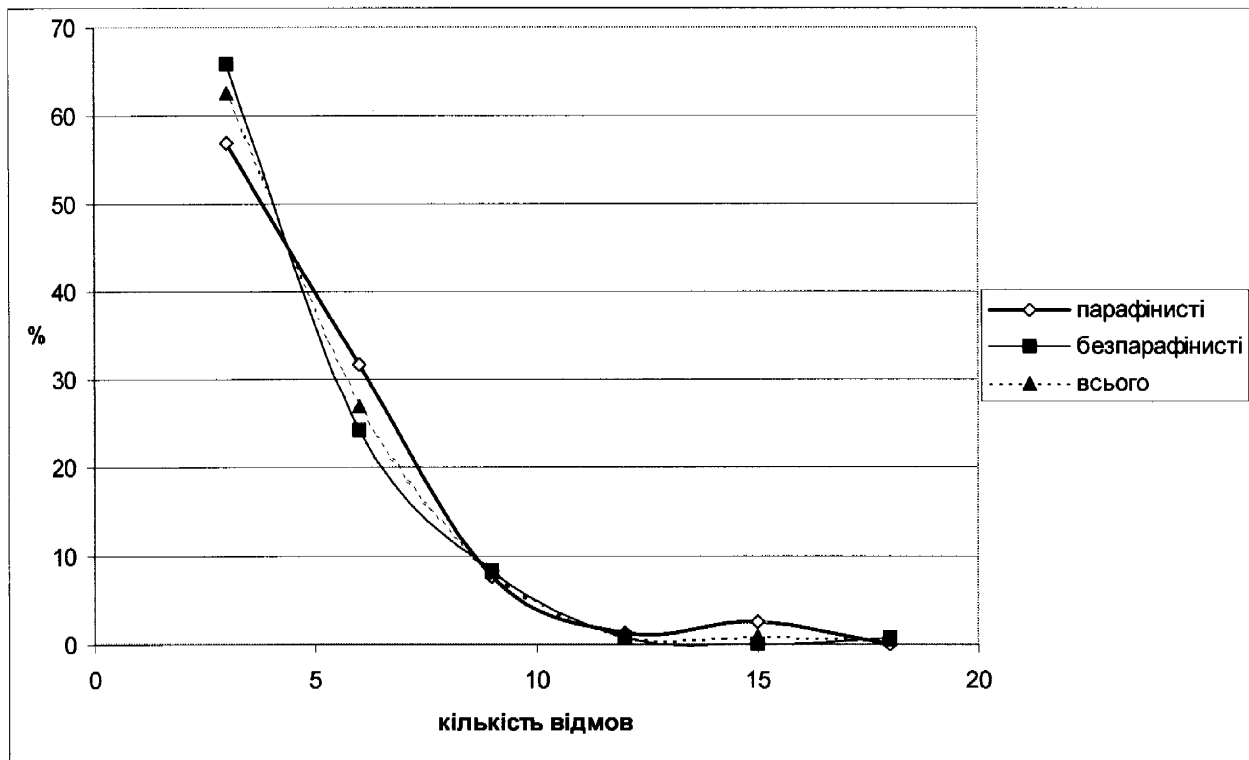
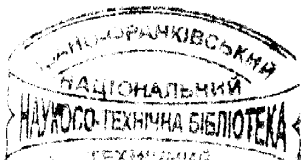


Рис. 1.5 - Процентне співвідношення свердловин з різними кількостями аварій колони насосних штанг



245

У високоаварійних свердловинах значно переважають відмови по тілу муфти (табл. 1.4).

Таблиця 1.4

Кількість відмов колони в високоаварійних і низькоаварійних свердловинах для різного типу відмов

тип відмови	високоаварійні		низькоаварійні	
	к-ть	%	к-ть	%
по тілу штанги	36	17,3	79	15,9
Зрив різьби муфти	30	14,4	98	19,8
відгвинчування	18	8,7	44	8,9
по тілу муфти	63	30,3	88	17,7
заміна штока	30	14,4	93	18,8
обрив штока	3	1,4	9	1,8
зрив різьби ніпеля	17	8,2	51	10,3
по різьбі ніпеля	11	5,3	34	6,9
всього	208	100	496	100

Найменше відмов спостерігалось в колонах, зібраних із штанг одного діаметра (рис. 1.6). При цьому, колони з штанг діаметром 19 мм ламались найменше як найлегші, а з штанг діаметром 25 мм – найбільше. При частці штанг певного діаметра в колоні більшій 0,5 найбільше відмов спостерігається для штанг 22 мм, а найменше для штанг 25 мм. При частці штанг меншій 0,5 – навпаки.

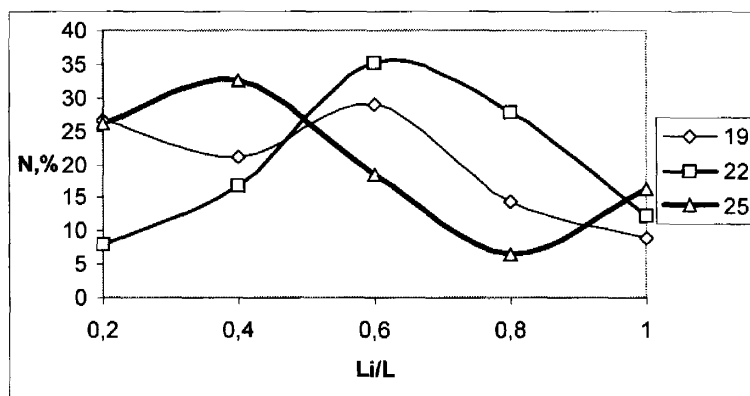


Рис. 1.6 – Залежність частоти відмов (в процентах) від частки штанг діаметром 19, 22, 25 мм в колоні

1.1.6. Вплив інтенсивних СПУ на частоту відмов колони

В свердловинах з інтенсивними СПУ відбувається в середньому 3,6 відмови за три роки, а в свердловинах без них – 3,2. В парафіністих свердловинах

спостерігається більше відмов муфт і відмов по різьбі ніпеля, але менше відмов по тілу штанги (табл. 1.1). Процент високоаварійних свердловин при інтенсивному парафіноутворенні більший ніж при його відсутності (рис. 1.5). При експлуатації свердловини насосами малого діаметра в парафінистих свердловинах спостерігається більше відмов ніж при експлуатації насосами середнього і великого діаметра (рис. 1.7). Частково це пояснюється більш інтенсивними СПУ в НКТ малого діаметра.

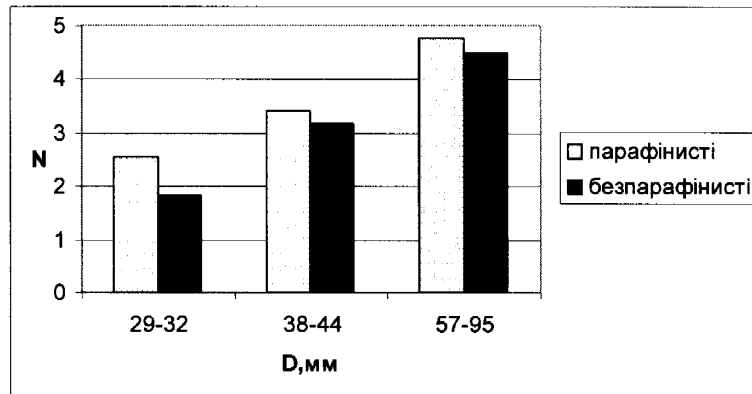


Рис. 1.7 – Залежність частоти відмов колони від діаметра насоса для парафінистих і безпарафінистих свердловин

Із збільшенням газового фактора кількість відмов в парафінистих свердловинах стабільно зменшується (рис. 1.8).

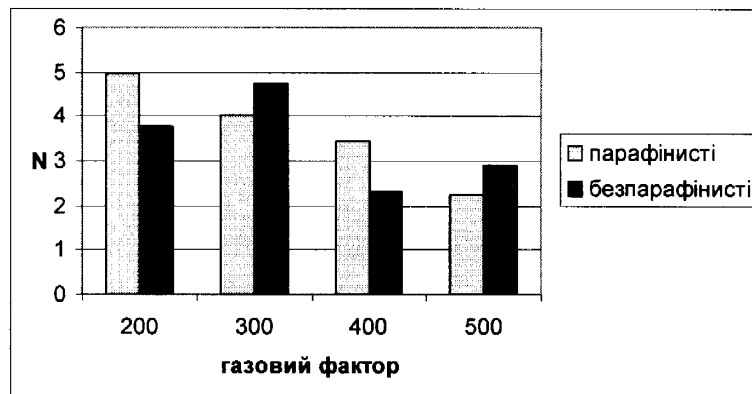


Рис. 1.8 – Залежність частоти відмов від газового фактора свердловини для парафінистих і безпарафінистих свердловин

При малих глибинах спуску насоса (до 1050 м) частота відмов в парафінистих свердловинах вища (рис. 1.9).

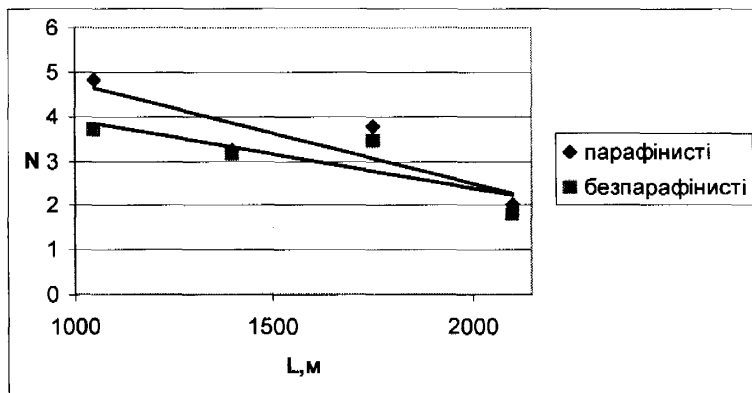


Рис. 1.9 – Залежність частоти відмов від довжини колони для парафіністих і безпарафіністих свердловин

В парафіністих свердловинах процент відмов у верху колони значно нижчий ніж в безпарафіністих (рис. 1.10). Так як максимум СПУ припадає на верхню частину колони, то можна зробити припущення, що їх суцільний шар на поверхні штанг захищає штанги від процесу корозійної втоми.

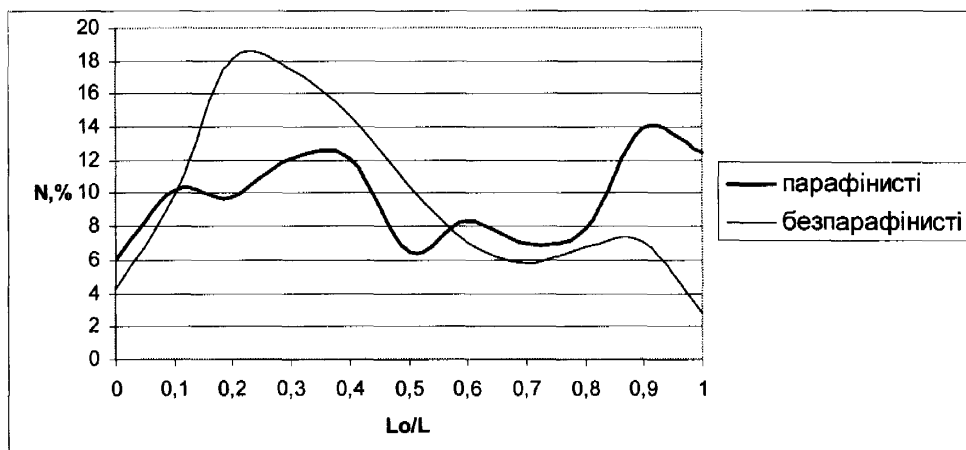


Рис. 1.10 – Залежність частоти відмов (у процентах) від відносної глибини обриву для парафіністих і безпарафіністих свердловин

Вплив інтенсивних СПУ на зменшення частоти відмов штанг більш суттєвий ніж на зменшення частоти відмов муфт (рис. 1.11, 1.12). Це пояснюється утворенням на поверхні штанг більш стійкого шару СПУ ніж на поверхні муфт, які частіше контактують зі стінками НКТ.

Низька продуктивність свердловини (до 1000-2000 м³/добу) впливає на підвищення частоти відмов колони в парафіністих свердловинах (рис. 1.13). Причиною цього є збільшення інтенсивності парафіноутворення.

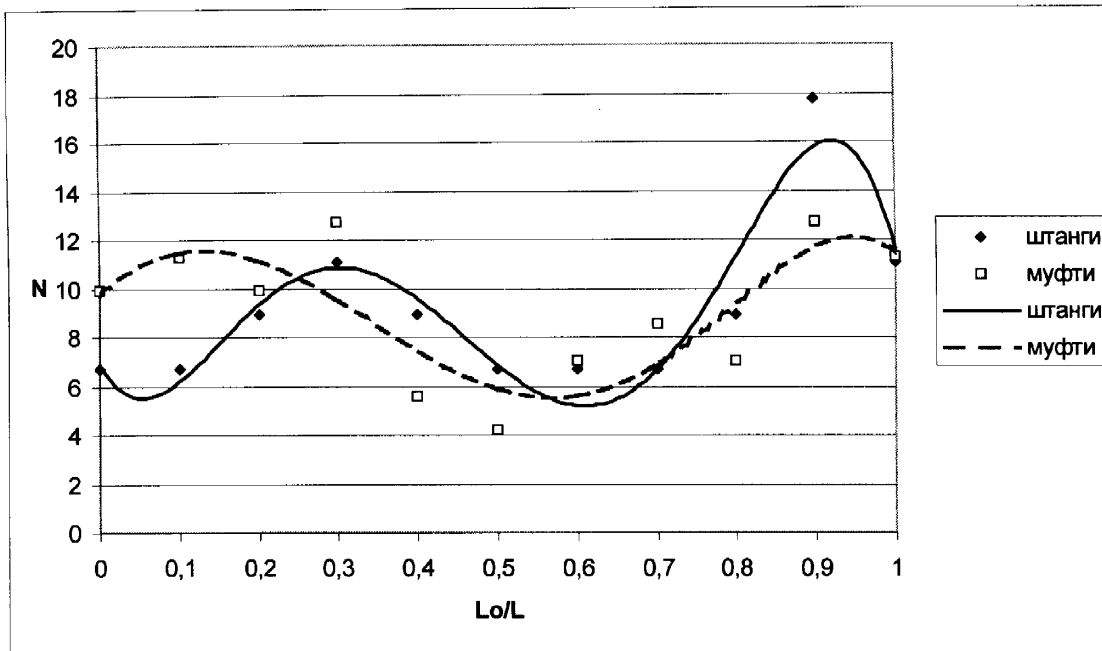


Рис. 1.11 – Залежність частоти відмов (у процентах) від відносної глибини обриву для парафіністих свердловин і відмов по тілу штанги та муфти

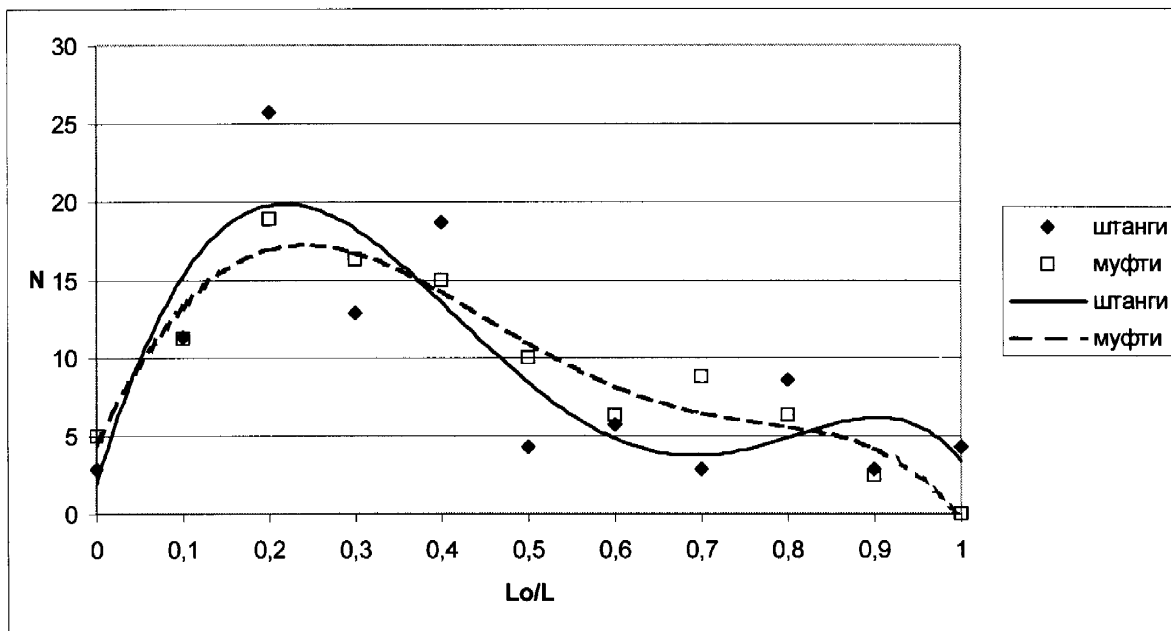


Рис. 1.12 – Залежність частоти відмов (у процентах) від відносної глибини обриву для безпарафіністих свердловин і відмов по тілу штанги та муфти

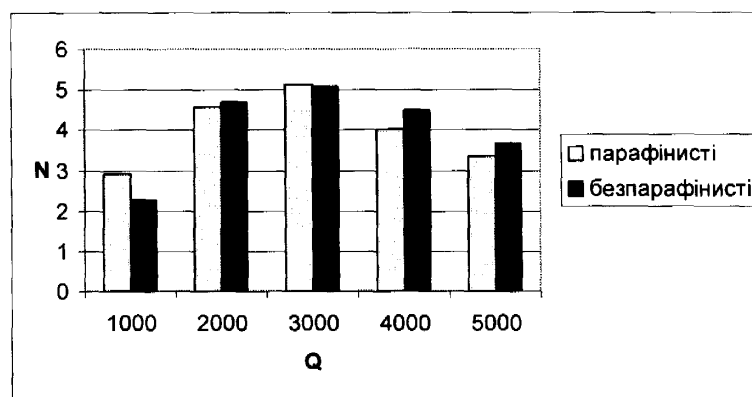


Рис. 1.13 – Залежність частоти відмов від продуктивності свердловини ($\text{м}^3/\text{добу}$) для парафіністих і безпарафіністих свердловин

В парафіністих свердловинах вплив води в продукції на частоту відмов колони штанг не суттєвий (рис. 1.14). Це ще раз підтверджує те, що СПУ захищають поверхні колони штанг від контакту із середовищем і пояснює малу кількість відмов угорі колони парафіністої свердловини, де інтенсивність СПУ максимальна.

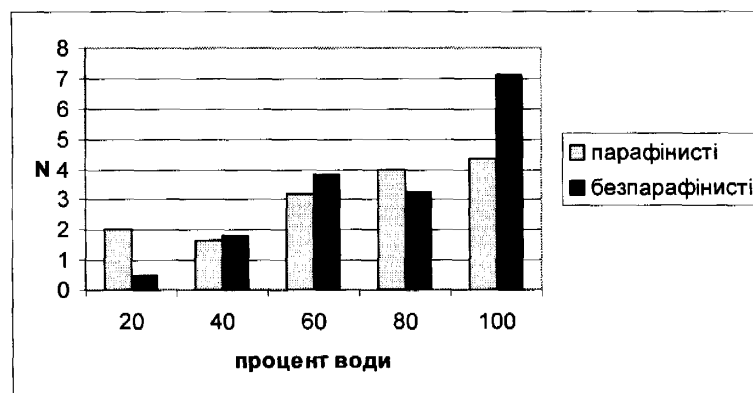


Рис. 1.14 – Залежність частоти відмов від процента води в продукції для парафіністих і безпарафіністих свердловин

1.2. Аналіз конструкцій штангообертачів для боротьби з спрацюванням колони насосних штанг і парафіноутворенням

Вже довший час на свердловинах світових нафтових промислів, обладнаних СШНУ, застосовують штангообертачі. Штангообертач - це пристрій для повільного і рівномірного обертання колони насосних штанг у процесі роботи СШНУ. Застосування штангообертачів забезпечує: рівномірне спрацювання елементів колони НКТ і штанг, у тому числі муфт, скребків і протекторів, плунжера насоса, що підвищує їх довговічність в 3-4 рази; в комплексі з протекторами і скребками - ефективне видалення СПУ з поверхонь штанг і НКТ; підвищення надійності муфтового різьбового з'єднання штанг з муфтами завдяки ефекту догвинчування.

Загальними конструктивними особливостями сучасних штангообертачів є наявність упорного підшипника між траверсою канатної підвіски і затискачем полірованого штока та передача зусилля для обертання від ходу колони насосних штанг. Відомі такі способи передачі зусилля для обертання (рис.1.15): за допомогою троса і важеля (а), упора і важеля (б), троса і важеля з вантажем (в). У першому і другому випадку обертання штанг виконується при ході колони штанг вниз, а у третьому - при ході ввверх. Для перетворення коливального руху важеля в обертальний рух колони знайшли застосування храпові та храпово-черв'ячні передачі. Для надійної роботи механізму, у випадку застосування важеля і троса (рис. 1а), деякі виробники штангообертачів використовують додатковий вантаж, який підвішують на кінці важеля для повертання його в вихідне положення (наприклад, штангообертач марки ШХ-1 заводу "Нефтетерммаш", Росія).

Аналіз найбільш поширених конструкцій штангообертачів дозволить обґрунтувати застосування штангообертача певного типу і намітити шляхи удосконалення його конструкції. У процесі аналізу будемо оцінювати:

-робочі характеристики (максимальний крутний момент, вантажопідйомність, кількість коливань важеля на один оберт колони, залежність крутного моменту від навантаження на полірований шток),

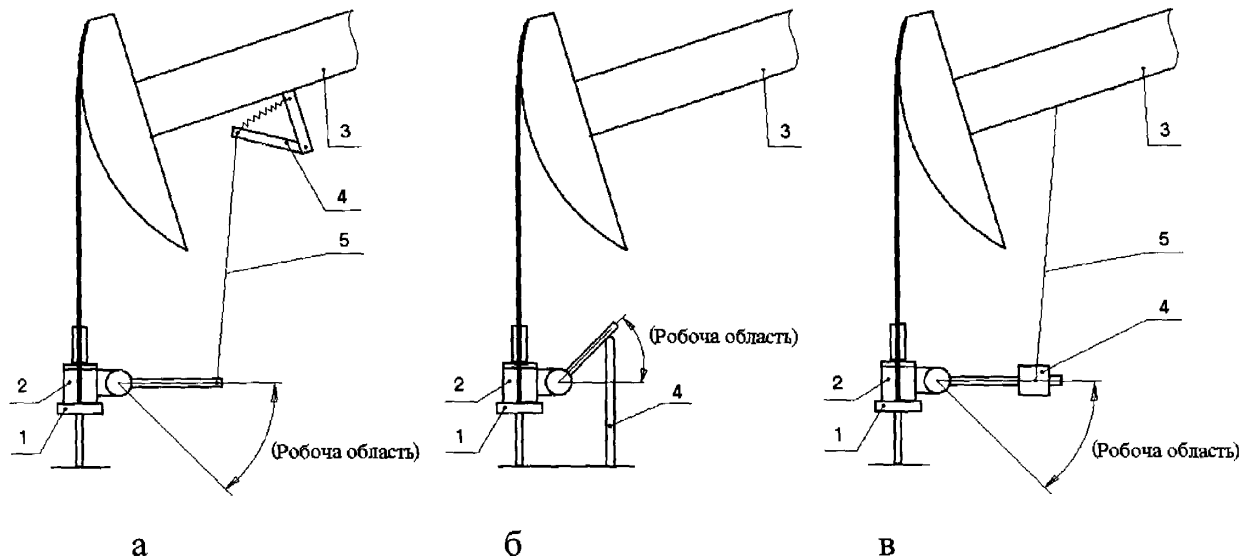


Рис. 1.15 – Способи передачі зусилля для обертання колони:

1 - підвіска штока; 2 - штангообертач; 3 – балансір СШНУ; 4 – запобіжник (а), упор (б), вантаж (в), 5 – трос.

-надійність і довговічність (наявність ефективного змащення деталей, підшипників, відсутність атмосферного впливу на деталі);

-зручність в експлуатації і обслуговуванні (наявність запобіжних механізмів, простота монтажу на діючу СШНУ, можливість заміни деталей без повного демонтажу штангообертача);

-простоту конструкції і виготовлення;

-експлуатаційні обмеження.

Вже майже п'ятдесят років тому на промислах СРСР використовували дисковий і циліндричний храпові штангообертачі [39]. Виконавчий храповий механізм першого приводився в дію важелем, який коливався у вертикальній площині, а другого – важелем, який коливався в горизонтальній площині. Конструкція їх була надзвичайно простою, але надійність невисокою внаслідок відкритих передач.

Штанообертач ПКРВ-12 для одночасного повертання двох колон насосних штанг виконано як індивідуальний вузол обертання канатної підвіски ПКРВ-12 для підвішування двох колон насосних штанг [40] і є модифікацією циліндричного

храпового штангообертача. Важіль здатний повертатись в вихідне положення завдяки тому, що троси керування закріплюються у верхній і нижній частинах вишки СШНУ і під час ходу колони штанг донизу і догори відбувається перемінне натягнення тросів. Недоліками є навантаження на важіль у вертикальному напрямку і відкриті передачі механізму.

Штангообертач з відкритим храповим механізмом (рис. 1.16) [24] є модифікацією дискового штангообертача. Зусилля передається через важіль 8 до собачки 12 храпового механізму. Недоліками є відкриті передачі, відсутність радіальних підшипників та неможливість використання стандартної підвіски гирлового штоку, що ускладнює монтаж і обслуговування. Конструкцію ускладнює розміщення храпового колеса як окремого вузла. Проте, це дозволяє застосовувати храпове колесо з великим діаметром, що зменшує навантаження на храповий механізм.

У штангообертача з відкритою храповою і черв'ячною передачами (рис. 1.17) поворот храпового колеса 7 передається через черв'ячну пару 13-3 полірованому штоку 4. Порівняно з попередніми, цей штангообертач є складнішим за конструкцією, але надійнішим, оскільки застосовано храпову і черв'ячну передачі, в результаті чого перша навантажується менше. Крім цього, відпадає необхідність у встановленні собачки для фіксації колони. Позитивною рисою конструкції є можливість використання стандартної підвіски гирлового штока як корпусу штангообертача, що зменшує загальну кількість деталей, проте це створює труднощі при монтажі і обслуговуванні. Кут повороту штанг за один хід колони невеликий, що зменшує напруження кручення в колоні. Недоліком є відкриті передачі.

Штангообертачі з храповим механізмом моделі PW-252 фірми "Weatherford" (Канада), T-252 компанії R&M Energy Systems (США) та Ш81-170 ЗАТ "МЕТАРОСС" (Росія) (рис. 1.18) складаються з корпусу 2, в якому розміщено упорний підшипник і храповий механізм. Корпус закривається кришкою 11.

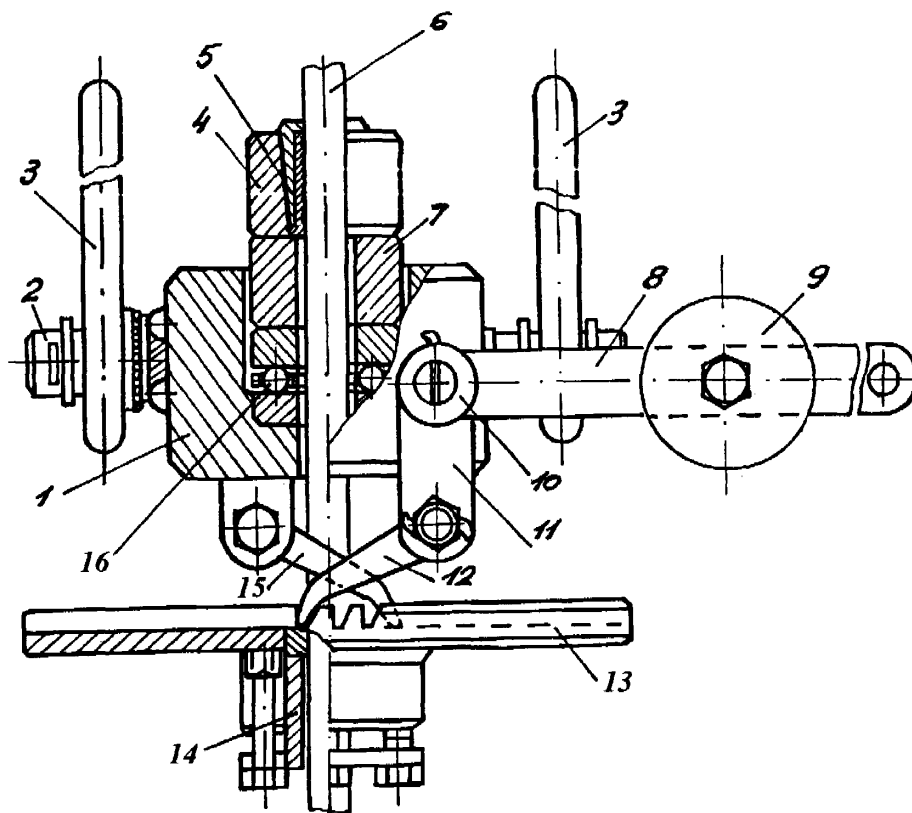


Рис. 1.16 - Штангобертач з відкритим храповим механізмом:

1 – корпус; 2 – вал; 3 – вісь; 4 – втулка штока; 5 – клинова плашка; 6 – шток; 7 – втулка; 8 – важіль; 9 – ролик; 10 – шайба; 11 – планка; 12 – собачка; 13 – храпове колесо; 14 – затискач; 15 – стопор; 16 – упорний підшипник.

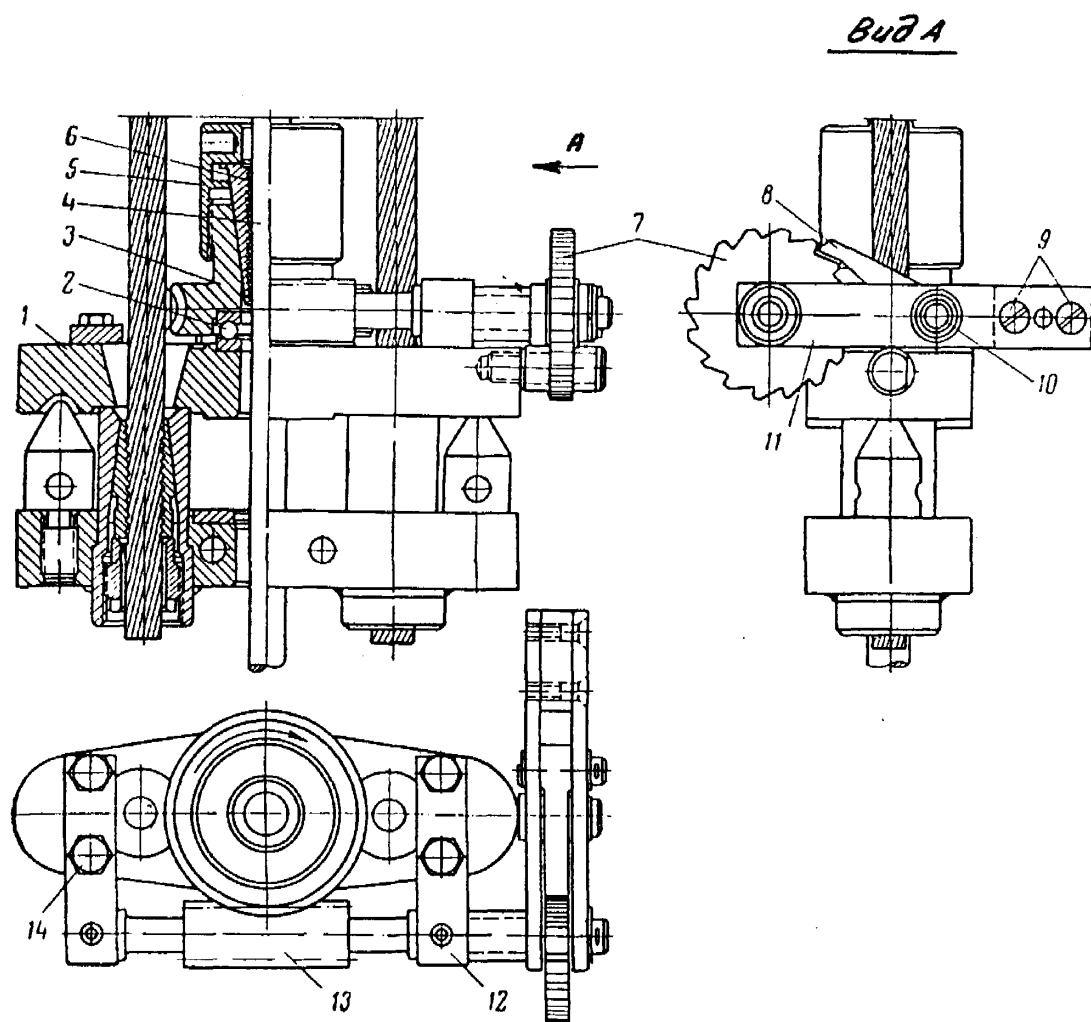


Рис. 1.17 - Штангобертач з відкритою храповою і черв'ячною передачами:

1 - траверса канатної підвіски; 2 – упорний підшипник; 3 – опорний стакан з черв'ячним колесом; 4 – полірований шток; 5 – затискна гайка; 6 – клинова плашка; 7 – храпове колесо; 8 – собачка храпового механізму; 9 – гвинт; 10 – вісь собачки; 11 – важіль; 12 – планка; 13 – черв'як; 14 – болт.

Зусилля передається через важіль 6, вал 16 і собачку храпового механізму на храпове колесо. До важеля 6 кріпиться трос, інший кінець якого, через запобіжний затискач балансира, кріпиться до балансира насосної установки. Кут повороту штанг за один хід колони значно більший ніж в черв'ячних штангообертачів, але конструкція простіша. Габарити штангообертача обмежує віддаль між тросами підвіски, тому і діаметр, і модуль храпового колеса не можуть перевищувати певної величини. Наприклад, для підвіски типу ПСШ-15 віддаль між канатами дорівнює 144,5 мм, тоді зовнішній діаметр колеса може бути не більшим 120-125 мм, а кількість зубів не більше 30-36. Тому, враховуючи значні навантаження, які діють на храповий механізм штангообертача, важливою задачею є зменшення напружень в зачепленні шляхом вибору його оптимальних геометричних параметрів. Найбільш поширені види відмов - це поломка чи знос собачки і зубів храпового колеса. Тому, в конструкції слід передбачити можливість заміни деталей храпового механізму без демонтажу штангообертача з СШНУ.

Штангообертачі з закритими храповими механізмами і черв'ячною передачею (моделі T-164, T-302, T-302SG компанії R&M Energy Systems) мають переваги вище проаналізованого черв'ячного штангообертача 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. 1.5), що зменшує крутні навантаження на колону і рекомендовано для колони склопластикових штанг.

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 (рис. 1. 15 в). При цьому забезпечується постійний крутний момент і зменшується ймовірність проковзування в парі тертя затискач полірованого штока - стіл штангообертача.

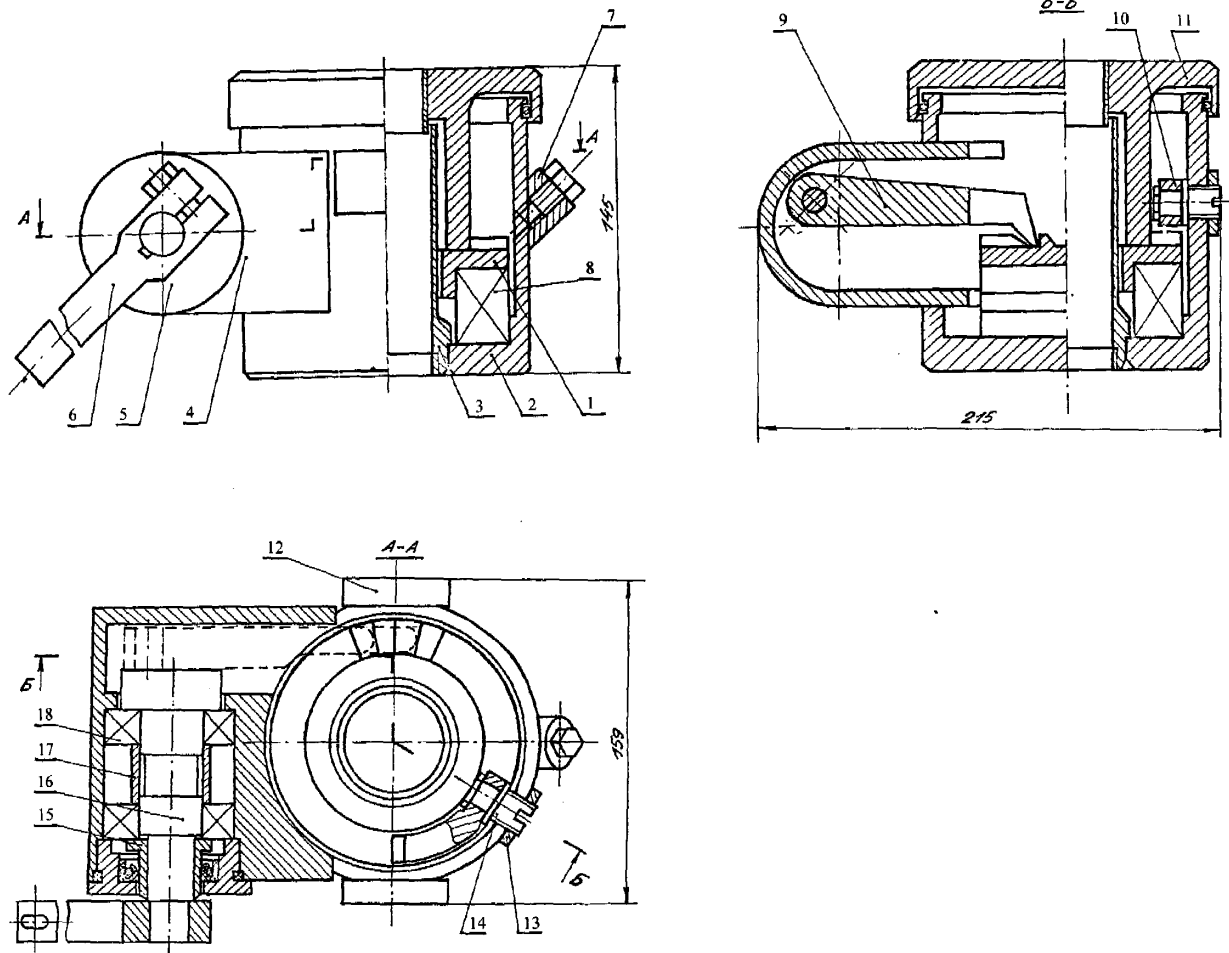


Рис. 1.18 - Штангообертач моделі PW-252:

1 – хrapове колесо; 2 – корпус; 3 – захисна втулка; 4 – корпус блока ексцентрикового вала; 5 – кришка; 6 – важіль; 7 – заливна горловина; 8 – підшипник ; 9 – собачка; 10 – стопор; 11 – кришка; 12 – захисна пластина; 13 – стопорна гайка; 14 – вісь; 15 – втулка; 16 – ексцентриковий вал; 17 – розпірна втулка; 18 – підшипник.

Ця модель штангообертача не потребує застосування запобіжника і рекомендована для колон склопластикових насосних штанг.

Існує модифікація штангообертачів без проковзування в парах тертя (моделі T-252 і T-303 модифікації “No slip” компанії R&M Energy Systems). В викривлених свердловинах можливе суттєве зменшення навантаження на полірованому штоку при ході вниз. Це може стати причиною проковзування в парі тертя затискач полірованого штока-стіл штангообертача. В модифікації “No slip” затискач полірованого штока, стіл штангообертача і храпове (черв'ячне) колесо закріплені нерухомо. Для контролю кількості обертів на штангообертачі встановлюють лічильники обертів.

Проковзування в парах тертя штангообертача може впливати на залежність крутного моменту від мінімального навантаження на полірований шток. Так, для деяких моделей штангообертачів, при зростанні до певного значення мінімального навантаження на полірованому штоку, крутний момент далі не збільшується [41].

При виборі штангообертача для встановлення на конкретну свердловину важливо також оцінити: максимальний допустимий крутний момент для тіла штанги в залежності від діаметра штанги і матеріалу, момент згвинчування муфтового з'єднання, крутний момент, необхідний для обертання колони, в залежності від навантаження на полірований шток і викривленості свердловини. Для запобігання руйнування елементів колони максимальний крутний момент штангообертача не повинен перевищувати допустимої величини (табл. 1.6).

Аналіз конструкцій та робочих характеристик штангообертачів показує, що для обладнання найбільш поширених СШНУ з колоною сталених штанг діаметром 19-25 мм, підвіскою ПСШ 15 і навантаженням на балансири до 89 кН найбільш раціонально використовувати храпові штангообертачі типу T-252. Шляхами удосконалення цих штангообертачів є: модернізація храпового механізму, можливість заміни спрацьованих деталей, збільшення діаметра храпового колеса, забезпечення обертання без холостого ходу.

Таблиця 1.5

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

Таблиця 1.6

Співставлення максимальних допустимих крутних моментів з максимальним крутним моментом штангообертача

Діаметр штанги (мм)/ матеріал	Макс. доп. крутний момент, Нм	Момент згвинчування з'єднань штанг, Нм	Максимальний крутний момент при навантаженні F_0 (кН)			
			T-164 $F_0=58$	T-252 $F_0=89$	T-302 $F_0=89$	T-302SG $F_0=89$
16/сталь	251	298-328	142	163	325	182
16/сталь	355	298-328				
19/сталь	432	474-522				
19/сталь	613	474-522				
22/сталь	686	705-775				
22/сталь	972	705-775				
25/сталь	1025	1085-1193				
25/сталь	1452	1085-1193				
28/сталь	1459	1491-1640				
28/сталь	2066	1491-1640				
19-32/ склопла - стик	136	-				

1.3. Аналіз конструкцій протекторів і скребків для боротьби зі спрацюванням колони насосних штанг і парафіноутворенням

Протекторами для насосних штанг називають пристрої, які розміщуються на колоні насосних штанг з метою захисту її елементів від спрацювання при терті об НКТ. При цьому вони додатково забезпечують зрізання парафіну з поверхонь НКТ і зменшення коефіцієнта тертя колони штанг об НКТ. Однак, існують конструкції протекторів призначених, головним чином, для зрізання парафіну – скребки-протектори, або для центрування, запобігання згину і зменшення тертя – центратори [42]. В залежності від призначення протектори і скребки встановлюються в місцях інтенсивних СПУ, в викривлених місцях свердловини, місцях спрацювання колони штанг.

При проектуванні протекторів важливим є вибір їх матеріалу, конструкції, технології монтажу на штангу, інтервалу розміщення на колоні.

В залежності від призначення і умов експлуатації матеріал скребків і протекторів вибирається з умов: стійкості до спрацювання, мінімального коефіцієнта тертя об сталь, хімічної і термічної стійкості, вартості. У випадку формування нерухомого протектора на штанзі, матеріал протектора повинен також забезпечувати надійну адгезію з матеріалом штанги.

Актуальною проблемою є відкладення СПУ на поверхнях самих протекторів і скребків. Так на пластинчатих скребках, які виготовлялись з м'якої сталі, спостерігались значні відкладення парафіну, що зменшувало пропускну здатність труб [39]. Дослідження, проведені Троновим [43], показали, що найменшу схильність до парафіноутворення мають полярні матеріали [44,45].

Конструкція протекторів повинна забезпечити: мінімальне спрацювання, необхідну поверхню тертя з НКТ для забезпечення заданої довговічності, не заїдання при русі в НКТ, мінімальний гідродинамічний опір, посилення чи зменшення турбулентності потоку (в залежності від потреби), зменшення ерозії матеріалу, ефективне вирізання парафіну і малу витрату матеріалу при виготовленні, а також враховувати призначення, місце розташування, технологію монтажу на колону та міцність посадки на штанзі.

Компанія R&M Energy Systems (США) виробляє протектори різних конструкцій: класичної конструкції, особливо стійкої до спрацювання конструкції, конструкції для монтажу в польових умовах [46].

Протектори класичної конструкції призначені для легких і середніх умов експлуатації, переважно, в незначно викривлених свердловинах. До цього типу відносяться: Straight VaneTM - протектори з прямими лопатками, Positive Action Slant VaneTM (рис. 1.19 а) - з похилими лопатками, в яких збільшена площа зрізання парафіну, Turbulence BreakerTM & Smooth FlowTM (рис. 1.19 б) - протектори з малим гідродинамічним опором, які зменшують турбулентність потоку, а також MortTM - гідродинамічний дизайн з похилими лопатками. Однак, надання протектору гідродинамічної конструкції призводить до збільшення витрати матеріалу, або зменшує його опір спрацюванню.

Цією ж фірмою розроблена система Dual SystemTM для видалення парафіну, яка являє собою комбінацію нерухомих протекторів і рухомих скребків з зворотно-поступальним рухом. Скребки очищують від парафіну поверхні штанги, а протектори – НКТ. Нейлоновий скребок із зворотно-поступальним рухом (рис. 1.20) ефективно видаляє парафін з поверхні НКТ і насосних штанг. Спіральні канавки забезпечують достатній перетік рідини, виключають заїдання.

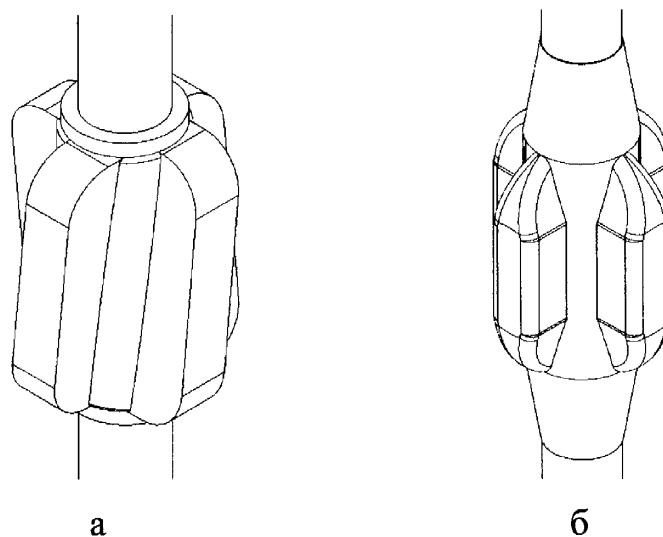


Рис. 1.19 - Протектори для легких умов роботи: Slant VaneTM (а), Turbulence BreakerTM (б)

Важливим є раціональне розміщення протекторів і скребків на штангах. Як правило, протектори, які встановлюються на штанзі нерухомо, розміщуються таким чином, щоб обмежити рух скребка половиною ходу плунжера насоса.

Система подвійного контролю за відкладенням парафіну Lotus Twin™ аналогічна системі Dual, але замість напрямних RYTON використовуються напрямні Lotus™. Скребки рекомендується встановлювати тільки в місцях інтенсивних СПУ на тілі штанги, так як руйнування захисного шару СПУ на штанзі призводить до її корозії і корозійної втоми.

Протектори особливо стійкої до спрацювання конструкції мають більшу площу контакту з НКТ, що досягається застосуванням увігнутого профілю Stealth™ (рис. 1.21 а), збільшенням довжини протектора Stealth XL™ і NETB™, або зміщенням лопаток по довжині Condor™ (рис. 1.21 б) та DoublePlus™, проте витрата матеріалу для них і ціна вища. Протектор NETB™ відрізняється, крім того, гідродинамічною конструкцією, що зменшує навантаження на колону штанг при ході вниз.

Використовуючи напрямні Double Plus™ (рис. 1.22), досягається суттєве зменшення ерозійного спрацювання напрямних насосних штанг. Вони характеризуються вдвічі більшою міцністю посадки на насосні штанги, полегшують перепуск рідини в порівнянні з будь-якою іншою 4-лопатевою напрямною (до 31% в залежності від діаметра штанг), завдяки конструкції зі зміщеними лопатками, зменшують турбулентність потоку, знижують навантаження стиску на колону, дозволяють використовувати три напрямні замість шести звичайних на одну штангу.

На Бакинських нафтопромислах вже давно використовують скребки-завихрювачі, які являють собою турбінку здатну вільно обертатись на осі. Під дією напору вона завихрює потік і, таким чином, не дає осісти на поверхні щойно зрізаному парафіну [39].

Розробка ефективної конструкції протекторів з тілами кочення ускладнена високою їх вартістю. Однак, на цей час у світі розроблено велику кількість таких протекторів, які встановлюються між з'єднувальними муфтами або замість муфт.

Фірмою "Oilfield Improvements" (США) виготовляються роликові центратори насосних штанг, які встановлюються на колону замість муфти. Порівняно з іншими

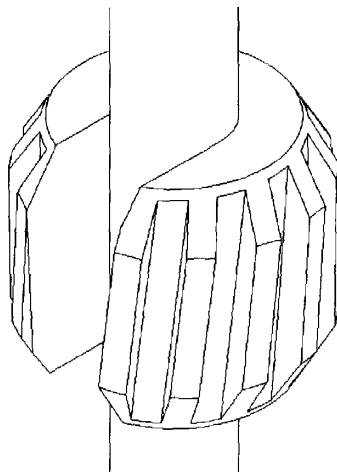


Рис. 1.20 – Скребок для системи Dual System™

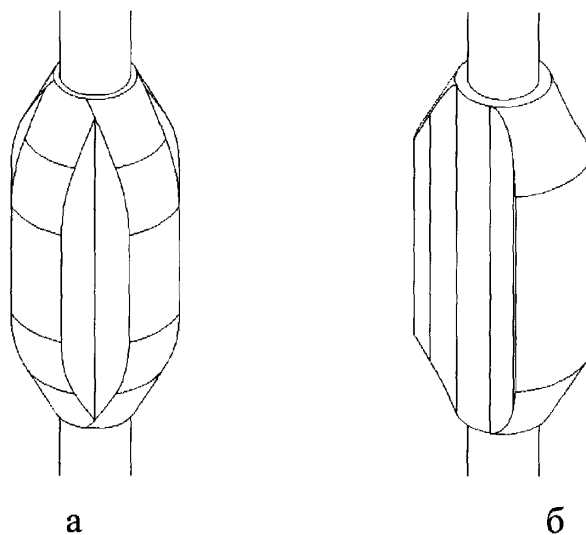


Рис.1.21 – Протектори для важких умов роботи: Stealth™ (а), Condor™ (б)

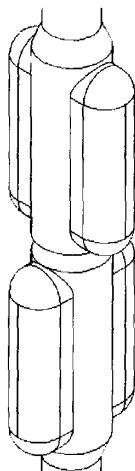


Рис. 1.22 – Протектор-направна Double Plus™

центраторами, роликові ефективніше центрують колону насосних штанг, зменшують тертя і спрацювання колони, зменшують навантаження на штанги і енерговитрати при відкачуванні. Стандартні моделі центраторів призначені для експлуатації свердловин з різними кутами нахилу. Вони оснащені роликами з поліетилену надвисокої молекулярної маси. Для дуже важких умов експлуатації застосовуються ролики “Рітон”.

У зв'язку з високою вартістю, роликові центратори рекомендують встановлювати тільки: на перших двох-трьох штангах над свердловинним насосом, в місцях спрацювання штанг або НКТ, в місцях викривлення свердловини, на перших двох-трьох штангах під сальником.

Для муфтових протекторів пропонується [47,48] розміщувати обойму з тілами кочення під деяким кутом до поперечного перерізу муфти, що покращує обертання кульок.

За технологією монтажу протектори поділяються на змінні і постійні. Змінні протектори більш зручні для монтажу і заміни в польових умовах, але відрізняються меншою міцністю посадки на штанзі або складнішою конструкцією. Відомі різні методи кріплення скребків і протекторів на колону штанг.

Фірма SBS (Австрія) виготовляє протектори, які формуються на штанзі в заводських умовах методом лиття. Збільшена площа контакту з штангою і висока адгезія забезпечує надійне і нерухоме кріплення протектора. Недоліком такої конструкції є неможливість заміни спрацьованого протектора.

Компанія R&M Energy Systems виробляє протектори з конструкцією для монтажу і заміни в польових умовах. Протектор нагвинчуваного типу Lotus™ монтується між двома нерухомими упорами в системі LNB™, змінний протектор Lotus Rubber™ характеризується міцною посадкою на штангу завдяки композиції сталюї пружини з гумою. Протектори NEPG™ і Guardian™ монтуються на штангу з натягом завдяки наявності в них повздовжнього пазу. Міцні нейлонові напрямні Lotus™ з подвійною фіксацією характеризуються більшою міцністю посадки на штангу, ніж інші напрямні, і встановлюються за допомогою одного трубного ключа. Вони мають гвинтову нарізку для заходу на штангу, що забезпечує їх фіксацію у

двох точках і запобігає проковзуванню. Дані напрямні запобігають згину, зменшують спрацювання насосних штанг і НКТ, але суттєво збільшують гідродинамічний опір при ході колони вниз.

Протектор для насосних штанг [49] складається з двох пружин, які нагвинчуються на штангу, після чого одна пружина вгвинчується в проміжок між витками іншої. Проте, цей протектор не захищає муфтові з'єднання, які спрацьовуються в першу чергу.

Часто протектори з тілами кочення, роликові центратори встановлюються замість муфт або між ними. Муфтові протектори монтується на муфтах. Пропонується [50] затискати муфтовий протектор вгвинченою в муфту штангою. Розроблені Азинмаш протекторні муфти [51], футеровані полімерною композицією з капрону і 10% графіту, зменшують коефіцієнт тертя муфт об труби і їх спрацювання. Протекторні муфти зі спіральними канавками на зовнішній поверхні, при установці їх в нижній частині колони, сприяють зменшенню концентрації піску над насосом.

Розроблені АзНИИ сталеві протекторні муфти зі збільшеним зовнішнім діаметром і повздовжніми пазами [3] володіють надзвичайно високим терміном служби. Недоліком їх є велика вага.

Протектори фірми MARE виготовляються на вкорочених штангах, які встановлюються між звичайними і оснащені спеціальними зміцненими манжетами з тефлону, що дозволяє зменшити навантаження пов'язані з тертям [52].

Компанія R&M Energy Systems пропонує додаткові аксесуари для покращення умов роботи протекторів: стабілізуючі штанги для конструкції важкого низу колони, напрямні втулки для безпечного спуску штанг з протекторами в свердловину та різні конструкції штангообертачів.

1.4. Світовий досвід використання склопластикових насосних штанг для підвищення ресурсу колони штанг і попередження парафіноутворення

Склопластикові насосні штанги являють собою склопластиковий стержень з полімерного композиційного матеріалу (ПКМ), який з'єднаний зі сталевими головками. Перші колони зі склопластикових насосних штанг були впроваджені в 1970-х роках в США. Спочатку, основною областю їх застосування вважали свердловини з агресивним середовищем, так як скловолокно не піддається корозії. Проте швидко стали помітні інші переваги використання склопластикових штанг:

- менша вага (табл. 1.7), що дозволяє експлуатувати свердловини з великою глибиною спуску свердловинного насоса та свердловини з перевантаженням наземного обладнання, зменшити споживання електроенергії, підвищити швидкість спуско-підіймальних 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);
- малий модуль пружності (табл. 1.7), що дозволяє дещо підвищити продуктивність видобутку нафти завдяки збільшенню ходу плунжера насоса (деколи на 20-50% [53]);
- гідрофільна поверхня штанг, що зменшує інтенсивність СПУ на ній;
- технологічні дефекти, переважно, не властиві склопластиковим насосним штангам.

Разом з тим, склопластикові штанги, порівняно зі сталевими, мають такі недоліки:

- більша вартість (в 1,5-2 рази);
- допустима температура середовища не більше 100°C;
- труднощі в проектуванні;

- складні вимоги при транспортуванні і зберіганні;
- мала границя міцності при стиску і згині, що потребує застосування важкого низу колони та унеможливорює застосування в свердловинах з високов'язкою нафтою;
- труднощі в ремонті при обриві штанги по тілу, що потребує застосування спеціальних інструментів.

Таблиця 1.7

Механічні характеристики сталевих і склопластикових насосних штанг

Характеристики	Сталеві	Склопластикові
Густина тіла штанги, кг/м ³	7500-7900	2100
Допустиме напруження на розтяг, Мпа	275	187
Модуль пружності тіла, Мпа	207·10 ⁶	5,3·10 ⁶
Максимальне допустиме короточасне напруження розтягу, Мпа	-	280-365
Границя міцності на розрив, Мпа	570-700	560
Допустиме осьове напруження зсуву, МПа	-	55
Допустиме поперечне напруження розтягу, МПа	688	22
Допустиме напруження кручення, Мпа	238-337	7
Температура середовища, не більше, °С	-	100-115

При проектуванні склопластикових штанг важливою задачею є розробка надійного з'єднання сталеві головки зі склопластиковим тілом штанги. Максимальне осьове навантаження розтягу, яке витримує з'єднання є основним параметром при його проектуванні, але потрібно враховувати також дію навантаження стиску, втомні характеристики з'єднання, складність конструкції і технології виготовлення, можливість зміни механічних характеристик склопластику під впливом високої температури і агресивного середовища. На даний час не існує методик проектування з'єднань, які б враховували ці фактори. Оцінювати міцність з'єднання склопластикового стержня зі сталеві головою прийнято відношенням

міцності тіла штанги до міцності місця кріплення при статичному розтязі. Цей показник складає для вітчизняних зразків 5:2, для кращих закордонних - 7:4 [54].

Пропонувались різні конструкції з'єднань [55], але найбільше практичне використання знайшли клиново-клејове і пресове з'єднання. Перше з них рекомендовано стандартом API (American Petroleum Institute) і витримує досить високі навантаження розтягу (показник міцності - 7:4), проте, технологія з'єднання досить складна. З'єднуючі головки приклеюються до стержня за допомогою клею. Система клинів, утворених з клею, стискає тіло штанги при дії осьового навантаження. При цьому, адгезія не грає важливої ролі в з'єднанні. Більші кути клинів призводять до збільшення ймовірності руйнування з'єднання, але їх застосовують, якщо на штангу діють більші навантаження стиску. У випадку правильного проектування колони і відсутності технологічних дефектів тіла штанги, такі з'єднання руйнуються частіше ніж тіло [56,57].

Пресове з'єднання виконується шляхом пластичного обтискання сталевго бандажу. Воно значно простіше клинового технологічно, але для досягнення максимальної міцності з'єднання потребує обтискання з оптимальним зусиллям в залежності від матеріалів і геометрії з'єднання. Крім того, це з'єднання не чутливе до навантажень стиску і може використовуватись внизу штангової колони. Недоліком є можливість проникнення середовища в з'єднання.

Для запобігання руйнуванню склопластикових штанг по тілу розроблені спеціальні запобіжники для колони насосних штанг, втомна міцність яких нижча тіла штанги [54]. Руйнуючись першими, вони дозволяють спростити ловильні операції.

Склопластикова штанга підвладна втраті міцності при підвищенні температури. Діаграма діапазону навантажень для склопластикових штанг повинна завжди містити число циклів до першої відмови і відповідні температури. Такі діаграми для склопластикових штанг отримують емпіричним шляхом.

Важливою умовою при проектуванні склопластикових колон є розташування сталевих штанг нижче інтервалу розташування склопластикових (емпірично визначені межі - від 10% до 50% сталевих штанг внизу колони). Роль сталевих

штанг двояка. По-перше, тіло склопластикових штанг і клинове клейове з'єднання не витримують осьових навантажень стиску. Важкий низ зі сталевих штанг забезпечує постійну дію навантаження розтягу на склопластикові штанги. Для запобігання виникнення напружень стиску і згину у склопластикових штангах не рекомендується обладнувати їх протекторами-центраторами. По-друге, інерція важчих сталевих штанг внизу колони дещо збільшує хід плунжера насоса [58]. Виходячи з цього, відношення ваги склопластикових штанг до ваги сталевих вибирається з умови забезпечення допустимого напруження в штангах і продуктивності насоса.

Отже, рекомендовані області застосування склопластикових штанг, для досягнення максимальної економічної ефективності, це свердловини:

- з агресивним корозійним середовищем і при неефективності інгібіції корозії;
- глибиною спуску насоса до 4000 м;
- кривизною свердловини не більше 3° на 30 м. Більша еластичність цих штанг робить їх розтяг суттєвим, при прикладенні великих навантажень від тертя, і це викликає втрати в подачі насосу;
- перевантаженням обладнання;
- температурою середовища до $100-115^\circ \text{C}$;
- з інтенсивними СПУ;
- високим динамічним рівнем рідини;
- високою прогнозованою продуктивністю.

Основною задачею удосконалення склопластикових насосних штанг є підвищення їх ресурсу в умовах дії навантажень згину і стиску.

1.5. Оцінка методів прогнозування ресурсу насосних штанг

Оцінювати ресурс насосних штанг можна на основі аналізу параметрів надійності [4,59-61] з певною ймовірністю неруйнування, за параметрами кривих корозійної втоми, використовуючи дво- чи трипараметричні рівняння [62,63], за швидкістю росту тріщин корозійної втоми в до критичному періоді [64,65], за параметрами тріщиностійкості [64,66,67], за величиною пошкодження живого січення штанги (G-критерієм) [4,68] та іншими методами [36,69,70]. Проведемо огляд цих методів.

Аналіз експлуатаційної надійності з певною ймовірністю неруйнування [60] дозволив визначити середній наробіток до відмови для всіх випадків обривів колони [60]. Визначено ймовірність безвідмовної роботи штангової колон для обривів штанг по тілу, різьбі, муфті та полірованому штоку. На основі проведеного аналізу і розрахунків на ЕОМ визначені параметри надійності. Встановлено, що крива інтенсивності відмов штангових колон в часі має три характерні ділянки, які відповідають періоду припрацювання, періоду нормальної експлуатації та періоду різкого росту експлуатаційних дефектів.

Встановлено, що при досягненні величини приведенного напруження $\sigma_{np} = 100$ МПа інтенсивність відмов різко зростає. 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 [61].

Цей метод прогнозування може бути ефективним тільки при існуванні достатньої кількості статистичної інформації по відмовам для конкретних свердловин і умов.

Звичайні випробування на втому не дають повної інформації для визначення закономірності розвитку корозійно-втомних тріщин. Існуюча методика прогнозування ресурсу [64,67] розроблена для випадків, коли застосовується лінійна механіка руйнування, в основі якої лежить визначення коефіцієнту інтенсивності напружень (КІН) K , та побудова діаграми втомного руйнування. Діаграма втомного руйнування складається з трьох ділянок. Перша — низько ампліудна, відповідає

діапазону значень швидкості зростання тріщин до $V=5 \cdot 10^{-9}$ м/цикл. Друга — середня, прямолінійна, яка описана степеневою залежністю:

$$V=C(\Delta K)^n, \quad (1.1)$$

де C і n — постійні.

Третя — високо амплітудна, відповідає діапазону значень швидкості росту тріщин $V > 10^{-6}$ м/цикл.

Довговічність насосних штанг, враховуючи тріщиностійкість матеріалу, визначають за формулою [67]

$$N = \int_{l_0}^{l_k} \frac{dl}{V_0(K)}, \quad (1.2)$$

де N — довговічність насосних штанг з врахуванням тріщиностійкості матеріалу;

l_0, l_k — відповідно вихідний і критичний розміри тріщини;

l — довжина тріщини;

V_0 — швидкість росту тріщини в корозійному середовищі;

K — коефіцієнт інтенсивності напружень, який визначається за однією з емпіричних формул [66].

Ця методика дозволяє прогнозувати ресурс насосних штанг і інших деталей штангової колони з експлуатаційними дефектами при різних умовах навантаження без необхідності проведення натурних випробувань на корозійну втому.

Результати корозійно-втомних випробувань деталей нафтогазового обладнання представляють собою випадкові величини, тому оцінку характеристик опору втомі необхідно проводити з врахуванням розсіювання їх довговічності [4].

Процес втомного руйнування описується рівняннями кривої втоми, які мають вигляд [63]:

$$N = \frac{Q}{\sigma} \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma - \sigma_{zp}}{V_0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\}, \quad (1.3)$$

$$N = N_\sigma \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma - \sigma_{zp}}{V} \right) - 1 \right]^{-1} \right\}, \quad (1.4)$$

а також функцією нормального розподілу границі витривалості

$$\sigma_r = \sigma_{r \min} + tS_{max}, \quad (1.5)$$

де N — кількість циклів до руйнування;

σ — амплітуда змінного напруження циклу;

Q, V_o — параметри кривої втоми згідно рівняння (1.3);

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

$N_{\sigma, V}$ — параметри кривої втоми згідно рівняння (1.4), які характеризують відповідно кількість циклів до точки нижнього перегину і кут нахилу лівої вітки кривої втоми;

$\sigma_{z \min}$ — 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 .

Обробка експериментальних даних проводиться на ЕОМ, в результаті якої отримуються чисельні значення параметрів Q, V_o, 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 будуються теоретичні криві втоми, які відповідають математичному очікуванню σ_r , його верхнім і нижнім довірчим значенням $\sigma_r \pm t_1 S \sqrt{n}$.

За результатами випробувань натурних штанг діаметром 22 мм зі 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) [4].

Метод прогнозування на основі величини пошкодження живого січення штанги [4] полягає в визначенні ступеня пошкодження і критерію опору корозійній втомі G , який знаходиться за рівнянням Почтенного Є.К. [63].

Встановлено, що ступінь вихідного пошкодження незміцненої штанги становить $G_o = 1,9$, а критерій опору корозійній втомі штанги в момент долому $G_k = 0,05$.

Для оцінки ефективності зміцнення металевими щітками, що обертаються, з ударними елементами в вигляді кілець проводили натурні випробування насосних штанг діаметром 22 мм з сталі 20Н2М.

В результаті наклепу щітками довговічність насосних штанг при роботі в сірководневому середовищі зростає в 2,5 рази [64]. При цьому суттєво гальмується швидкість розвитку тріщини в початковий період роботи штанг.

Запропоновані рівняння лінійної регресії для оцінки величини G -критерію насосних штанг діаметром 22 мм з сталі 20Н2М. Враховуючи значення критичної глибини $h_{кр}$ тріщини, треба проводити вибраковку насосних штанг в період їх докритичного розвитку. Для штанг різного діаметра критична глибина (при $\sigma_{np} = 100$ МПа) має наступні значення: для 16-мм штанг — 3...4 мм; для 19-мм — 4...5 мм; для 22 мм - 4,5...5,6; мм для 25 мм — 5...6 мм. Проте аналіз кривих промислових і лабораторних випробувань показує, що для штанг діаметром 19 мм $h_{кр}$ в свердловинних умовах на 25-42% вище, а для штанг з $d_{шт} = 22$ мм на 36-64% вище, ніж при роботі на стенді. Недоліком цього методу є неможливість передбачити значення $h_{кр}$ для різних умов.

Більш доцільно для виробів, які не мають конкретної межі втоми, визначати не коефіцієнт запасу міцності, а ймовірну кількість циклів навантаження, яку може відпрацювати деталь чи виріб до руйнування [62].

Для цього може бути використана методика розрахунку кількості циклів навантаження виробів, основана на двопараметричному рівнянні:

$$\sigma_a^m N = \text{const} . \quad (1.6)$$

Тоді ймовірна кількість циклів навантаження елемента колони насосних штанг, що розраховується знаходиться так

$$N_{\text{ймов}} = \left(\frac{\sigma_{-1N}}{\sigma_{\phi}} \right)^m N_{\sigma} , \quad (1.7)$$

де σ_{-1N} — умовна межа витривалості в корозійному середовищі при базовій кількості циклів навантаження N_{σ} ;

m — показник кута нахилу лівої вітки кривої втоми;

σ_{ϕ} — фактична ймовірна величина очікуваних еквівалентних змінних напружень.

Була також поставлена задача на основі досліджень закономірностей росту тріщин корозійної втоми в натурних насосних штангах, розробити методи прогнозування повного і залишкового ресурсів штанг з поверхневим зміцненням [64,65]. Були знайдені рівняння лінійної регресії, які описують швидкість повільного (докритичного) росту тріщин корозійної втоми в серійних штангах і оброблених металічними щітками.

Встановлено, що обробка тіла штанги металевими обертовими щітками подовжує докритичний період росту тріщин з 75 до 90% повного ресурсу штанги.

Визначені параметри розсіювання довговічності насосних штанг, які лягли в основу методики розрахунку повного і залишкового ресурсів насосних штанг. Запропонована формула для визначення числа циклів підростання тріщини до критичного стану.

1.6. Способи зменшення нерівномірності навантаження по витках різьби муфтового з'єднання насосних штанг

Як свідчать статистичні дані [23,37], відмови муфтового різьбового з'єднання насосних штанг найбільш розповсюджені і складають більше 30% (не враховуючи відгвинчування з'єднання і обриви муфт по тілу) від загальної кількості відмов штангової колони. Це пов'язано, насамперед, з тим, що в стандартному муфтовому різьбовому з'єднанні насосних штанг навантаження між витками різьби розподіляється нерівномірно. Встановлено [71], що в з'єднаннях такого типу навантаження зростає від останніх до перших витків по закону гіперболічного косинуса. Розрахунки показують, що на перші два витка припадає від 38 до 47% загального навантаження [36]. При цьому, чим менший діаметр різьби, тим більша нерівномірність розподілу навантаження. Незважаючи на те, що стандартне з'єднання (ГОСТ 13877-80) має певні конструктивні елементи (розвантажувальна канавка, зрізи перших витків), призначення яких зменшити навантаження на перші витки, статистичні дані [3,36] підтверджують той факт, що більшість втомних поломок різьбового з'єднання штанг відбувається по першим виткам різьби ніпеля (рис. 1.23а). Руйнування неспрацьованої муфти по останньому робочому витку з'єднання відбувається значно рідше (рис. 1.23б).

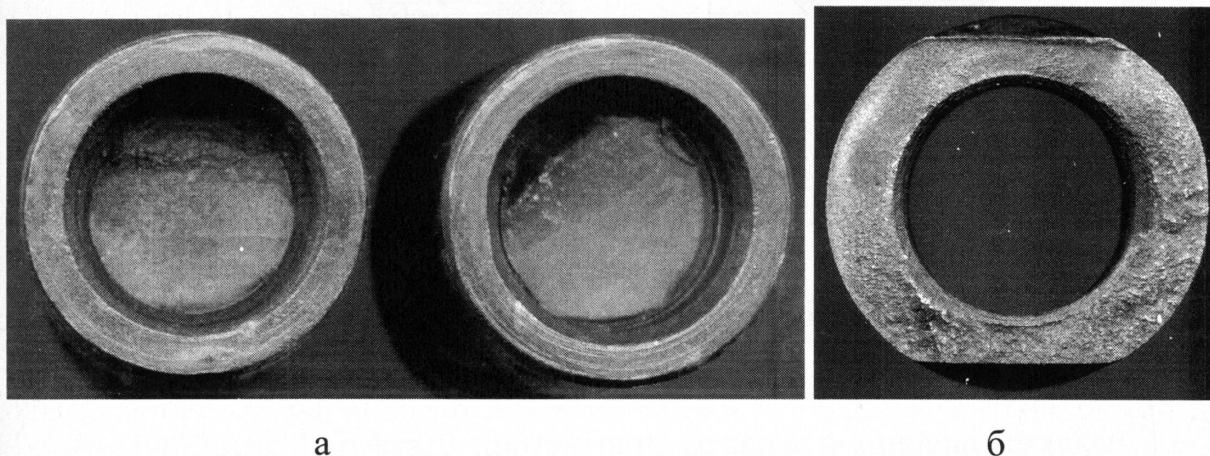


Рис. 1.23 – Типові корозійно-втомні руйнування муфтового різьбового з'єднання насосних штанг: а – по першому витку різьби ніпеля; б – по останньому робочому витку різьби муфти

Крім цього, проблемою є спрацювання муфт при терті об НКТ, що також зменшує міцність з'єднання, а при значному нерівномірному спрацюванні може призвести до нерівномірного розподілу навантажень на різьбу.

Проаналізуємо можливі способи підвищення рівномірності розподілу навантаження між витками різьби муфтового з'єднання насосних штанг без зміни параметрів профілю різьби:

1. Застосування муфти розтягу-стиску з змінним січенням розтягнутої частини. В болтових з'єднаннях застосування стиснуто-розтягнутих гайок дозволяє значно зменшити навантаження на перші витки з'єднання і збільшити границю витривалості з'єднання на 25...30% [71] внаслідок більшої податливості перших витків різьби гайки. Про можливість застосування муфти розтягу-стиску для з'єднання насосних штанг говорилось давно [3], проте, вона ускладнена малою товщиною муфти. Практично можливо виконати ділянку розтягу тільки над першими трьома витками ніпеля (рис. 1.24а).

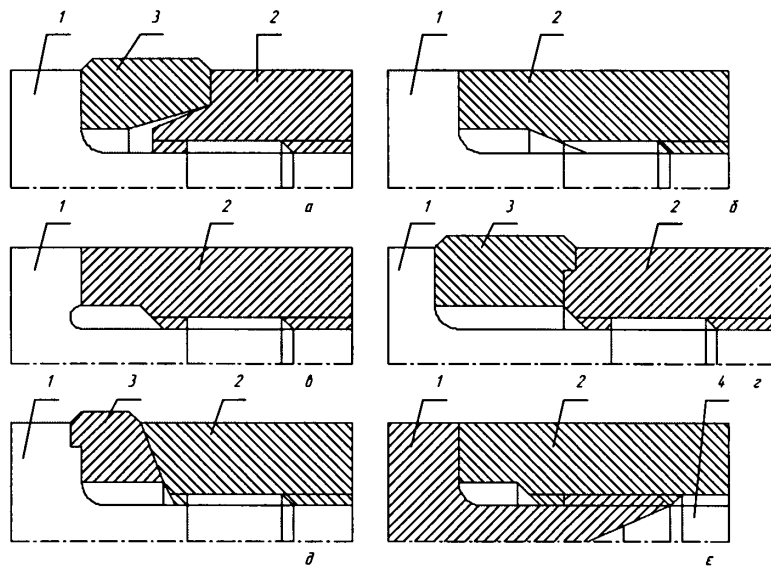


Рис. 1.24 - Способи підвищення рівномірності розподілу навантаження між витками різьби муфтового з'єднання насосних штанг:

1-штанга, 2-муфта, 3-протекторна вставка, 4-конусна вставка.

2. Зміна модуля пружності матеріалу муфти. Для звичайних різьбових з'єднань встановлено, що застосовуючи гайки з менш міцної сталі (з меншим модулем пружності та меншою границею текучості), можна підвищити границю витривалості з'єднань на 15-20% [72]. Це пояснюється більш рівномірним розподілом

навантаження між витками. Однак застосування муфти з менш міцної сталі в муфтовому з'єднанні насосних штанг оправдане тільки тоді, коли біде гарантовано її надійний захист від спрацювання.

3.Застосування покриття різьби муфти пластичним матеріалом. Введення пластичних прошарків між витками болта і гайки (бронзування, алюмінівання, цинкування, кадміювання) теж дозволяє дещо вирівняти навантаження між витками [73]. При цьому відсутні недоліки попереднього способу.

4.Зміна модуля пружності матеріалу ніпеля. Для болтових з'єднань встановлено, що суттєве підвищення міцності досягається при збільшенні твердості болта [71]. Однак, для ніпеля штанги технологічно важко буде здійснити накатування різьби через низьку стійкість інструмента.

5.Вибір оптимальної довжини згвинчування. Більша довжина згвинчування може дещо підвищити границю витривалості з'єднання при використанні матеріалу гайки (муфти) з меншим модулем пружності ніж у матеріалу болта (ніпеля) [71].

6.Застосування різьби ніпеля, утопленої в різьбі муфти. В таких з'єднаннях перший виток болта (ніпеля) більш податливий, що зменшує навантаження на нього [71]. Застосовується в муфтових з'єднаннях нової конструкції (ГОСТ 13877-80).

7.Застосування зрізу перших витків різьби муфти (рис. 1.24б). Зріз (корекція) витків гайки в найбільш навантаженій області під кутом $10-12^\circ$ дозволяє зменшити навантаження на них і підвищити границю витривалості на 20% [71]. Підрізання профілю різьби штангової муфти під кутом 9° використовувалось для з'єднань старої конструкції [3] і під кутом 30° використовується в з'єднаннях нової конструкції, як найпростіший спосіб зменшити навантаження на перші витки. Однак, якщо в конструкції застосовуються і інші елементи для вирівнювання навантаження, вибір оптимального кута зрізу потребує спеціального дослідження.

8.Застосування розвантажувальної канавки оптимальної форми і розміру. Після введення в експлуатацію штанг з накатаною різьбою і зарізьбовою розвантажувальною канавкою, число поломок в ніпелі зменшилось на 60% [36]. Збільшення довжини розвантажувальної канавки (рис. 1.24г) зменшує навантаження на перші витки з'єднання [71]. Вибір профілю спряження стержня і головки ніпеля

теж має велике значення. Показано, що незначна зміна радіуса профілю, або його форми, може суттєво підвищити довговічність з'єднання [71]. Застосування профілю спряження у вигляді піднутрення (рис. 1.24в) [3] в з'єднанні насосних штанг проблематично, так як потребує значного зменшення радіуса переходу поряд з незначним збільшенням довжини зарізьбової канавки.

9. Розтиск перших витків різьби муфти у радіальному напрямку. Відомі гайки з увігнутою опорною поверхнею [71,73], що дозволяє збільшити податливість перших витків і забезпечити обтиск останніх. Це призводить до вирівнювання навантаження по виткам. Для з'єднання насосних штанг цей спосіб важко здійснити внаслідок малої товщини муфти і площі контакту на стику з'єднання (рис. 1.24д). Конструкція муфтового з'єднання з конічним заплечиком не дістала розповсюдження [3].

10. Обтиск останніх витків різьби муфти. Відомі гайки [73] з обтиснутими в радіальному напрямку останніми витками. Це призводить до збільшення жорсткості останніх витків і зменшення навантаження на перші витки. Для з'єднання насосних штанг обтиск останніх витків може бути забезпечений при застосуванні муфти розтягу-стиску.

11. Розтиск останніх витків різьби ніпеля. Ефект аналогічний попередньому. Для муфтового з'єднання штанг цей спосіб можна реалізувати за допомогою наявності в муфті спеціальної конусної вставки (рис. 1.24е). Однак практично реалізувати його досить важко, так як необхідна підвищена точність виготовлення і складання деталей.

12. Попереднє пластичне деформування перших витків ніпеля або муфти. При попередньому обтисканні з'єднання високими зусиллями згвинчування, відбувається пластична деформація перших витків з'єднання. При наступному прикладенні нормального зусилля згвинчування, навантаження в з'єднанні розподіляються більш рівномірно. Дослідниками [71], в результаті аналізу пружно-пластичних моделей різьбових з'єднань, було висловлено припущення, що попередній "обтиск" з'єднань високими зусиллями згвинчування можна використовувати для зміцнення динамічно навантажених з'єднань. АРІ рекомендує

надлишковий момент згвинчування з'єднань нових штанг, необхідний для змінання первинної шорсткості витків різьби і торців поверхонь (таблиця 1.8).

Таблиця 1.8

Рекомендоване колове зміщення муфти відносно штанги при згвинчуванні d_c , мм

Умовний діаметр штанг, мм	12	16	19	22	25	28
Для нових штанг: мінімальне	4,7	6,4	7,1	8,7	11,2	14,3
максимальне	6,4	7,1	8,7	9,5	12,7	16,7
Для уживаних штанг: мінімальне	3,2	4,7	5,6	7,1	9,5	12,7
максимальне	4,7	6,4	6,8	9,1	11,2	15,1
Різниця між мінімальними d_c нових і уживаних штанг, %	32	27	21	18	15	11

Деякі дослідники [3,36] рекомендують, при спуску нових штанг, з'єднання загвинтити із зусиллям згвинчування, рекомендованим для нових штанг, а потім послабити і загвинтити знову з зусиллям для уживаних штанг. Таким чином, буде виконано попереднє деформування з'єднання високим зусиллям згвинчування, яке, наприклад, для штанг діаметром 22 мм перевищуватиме рекомендоване на 18% (табл. 1.8). Це може призвести до змінання шорсткості в області перших витків з'єднання, але може бути не достатнім для досягнення максимального вирівнювання навантаження по виткам різьби. Тому, недослідженим залишається вплив деформування з'єднання більш високими зусиллями згвинчування.

Можливе поєднання кількох способів вирівнювання розподілу навантаження по витках різьби. Наприклад, поєднання використання муфти з меншим модулем пружності та попереднього пластичного деформування високим зусиллям згвинчування.

Застосування вставки між торцем муфти і ніпеля зі зносостійкого матеріалу дозволить захистити муфту від спрацювання та очищувати НКТ від СПУ [35]. При цьому, можливо використовувати муфту з менш міцної сталі та уникнути гартування поверхні муфти СВЧ. Таким чином, застосування муфти розтягу-стиску, муфти з менш міцної сталі, збільшеної довжини розвантажувальної канавки дозволить не тільки вирівняти навантаження по витках різьби і збільшити границю витривалості з'єднання, але й збільшити його стійкість до спрацювання.

1.7. Постановка задачі досліджень

Аналіз відмов колон насосних штанг свідчить, що найбільш часто відмови пов'язані з втомою (обриви штанг по тілу, ніпелю та муфті) і спрацюванням. При видобутку парафіністих нафт часто виникають ускладнення, пов'язані з СПУ в свердловинному обладнанні. Як показує практика, застосування протекторів, скребків, штангообертачів та склопластикових насосних штанг дозволяє ефективно боротись як з СПУ, так і з корозійною втомою і спрацюванням колони насосних штанг. Однак, при застосуванні цього обладнання окремо чи в комплексі, виникає багато проблем.

Так, існуючі конструкції найбільш простих штангообертачів - храпових володіють низькою надійністю при високих моментах крутіння на храповому колесі. Сучасні штангообертачі не забезпечують безперервне обертання колони насосних штанг, що призводить до можливості відгвинчування муфтових різьбових з'єднань штанг під час холостого ходу штангообертача. Не існує рекомендацій для раціонального проектування храпових штангообертачів.

Існуючі конструкції протекторів не придатні для обладнання ними колони склопластикових насосних штанг, так як призводять до збільшення навантаження стиску на колону. На даний час не проводилось спеціальних досліджень конструкцій протекторів з точки зору їх опору спрацюванню і гідродинамічних характеристик, що важливо для вибору протекторів для конкретних умов роботи. Не існує і рекомендацій щодо проектування раціональних конструкцій протекторів в залежності від їх умов роботи і призначення. Розробка класифікації протекторів за призначенням, місцем розташування, технологією монтажу, конструкційними ознаками дозволить полегшити їх вибір і розробку раціональних конструкцій для конкретних умов експлуатації.

Існуючі конструкції з'єднань тіла склопластикової штанги з головкою технологічно складні та ненадійні при дії на колону навантажень стиску, які виникають внаслідок гідродинамічного опору та тертя. Тому існує необхідність в їх удосконаленні, розробці принципово нових конструкцій та методики вибору їх раціональних параметрів.

Обриви склопластикових штанг по тілу ускладнюють ремонтні роботи та потребують застосування спеціальних ловильних інструментів, або запобіжних штанг. Для підвищення ресурсу склопластикових штанг і розширення області використання (збільшення їх частки в колоні і можливості їх обладнання протекторами) необхідно дослідити вплив тривалої експлуатації штанг на зміну їх механічних характеристик та вплив циклічних навантажень згину на їх втомну міцність.

При експлуатації парафіністих свердловин невідомим є характер впливу СПУ на поверхнях сталевих штанг і статичного перевантаження, яке виникає при підйомі штанг з парафіністої свердловини, на швидкість росту корозійно-втомної тріщини в штанзі. Виявлення цього впливу дозволить обґрунтувати також доцільність обладнання штанг скребками та підвищення довговічності штанги з тріщиною пластичним розтягом.

Крім того, застосування протекторів, штангообертачів і склопластикових штанг не вирішує проблему втомних руйнувань муфтового різьбового з'єднання. Важливою задачею є розробка муфтових з'єднань стійких до втомного руйнування, спрацювання, з можливістю очищення стінок НКТ від СПУ і центрування колони, методики порівняння ефективності модернізацій муфтового різьбового з'єднання з точки зору їх втомної міцності, методу прогнозування ресурсу муфт з тріщинами. Виявлення впливу нерівномірного і рівномірного (при обертанні колони) спрацювання муфт на розподіл напружень в муфтовому різьбовому з'єднанні насосних штанг дозволить оцінити ефективність застосування штангообертачів і проводити раціонально відбракування нерівномірно і рівномірно спрацьованих муфт.

Для оцінки впливу обертання колони на її втомну міцність необхідно розробити метод прогнозування ресурсу штанги з тріщиною при рівномірному обертанні колони в свердловині.

Для оцінки ефективності використання обладнання для підвищення ресурсу насосних штанг та боротьби з СПУ необхідно провести його промислове випробування та розрахувати економічну ефективність.

На основі проведених вище обґрунтувань вибору напрямків досліджень були сформульовані основні задачі досліджень, які приведені у вступі даної роботи.

РОЗДІЛ 2

Методика експериментальних досліджень

У відповідності з викладеною постановкою задачі досліджень мета роботи полягає у підвищенні ресурсу колони насосних штанг при видобутку парафіністих нафт. Тому в експериментальних дослідженнях розглядаються питання пов'язані довговічністю елементів штангової колони, обладнаної склопластиковими штангами з скребками-протекторами, важким низом з сталевих штанг, штангообертачем у специфічних умовах експлуатації при видобутку високопарафіністих нафт: шар СПУ на штангах, статичні перевантаження, навантаження стиску і згину.

2.1. Стенди і зразки для дослідження статичного і втомного руйнування насосних штанг

Для визначення роботоздатності склопластикових насосних штанг в умовах дії навантажень згину використана методика натурних випробувань на втому. В її основу покладено випробування спеціального зразка довжиною 395 мм (рис. 2.1), який складається з головки (рис. 2.2) та тіла склопластикової насосної штанги. Зразки навантажують циклічним круговим консольним згином у корозійному середовищі і визначають характеристики втоми на основі побудованої кривої втоми (залежності числа циклів навантаження до руйнування від амплітуди циклічних напружень). Розраховувались також характеристики розсіювання витривалості насосних штанг [32]. Отримані дані використовують для порівняння міцності полімерних штанг у різних середовищах, а також зі сталевими штангами.

Склад матеріалу тіла штанг наступний: ровінг із скляних ниток (ГОСТ 17139-79), смола епоксидна ЕД-20 (ГОСТ 10587-84), отверджувач - ангідрид ізо-метилтетрагідрофталевої кислоти /ізо-МТГФА/ (ТУ 6-02-594-80), поліетиленполіамін /ПЕПА/ (ТУ 6-02-594-80). Механічні властивості матеріалу тіла штанг вказані в таблиці 1.8. Матеріал головки штанги - сталь 20Н2М після нормалізації.

В якості робочого середовища використовували пластову воду зі свердловини НГВУ «Долинанафтогаз»: 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 Fe) та нафту з 10% розчином соляної кислоти.

Зразки випробували на установці ЗКШ-25 [4], принципова схема якої приведена на рис. 2.3.

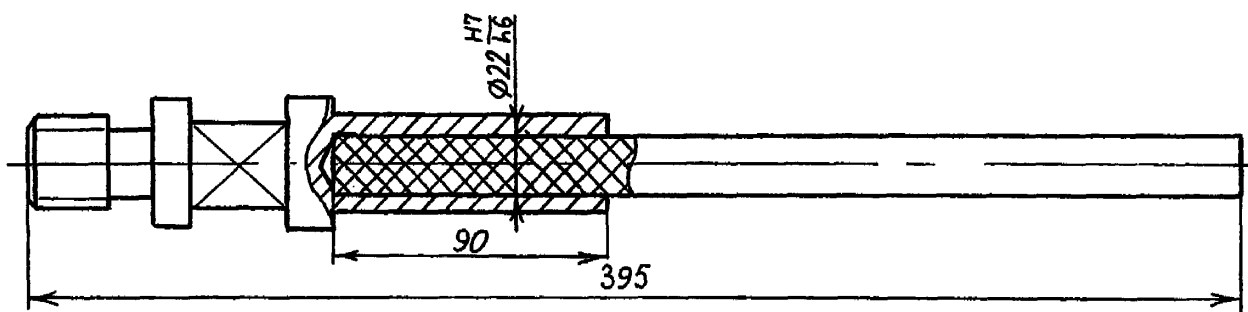


Рис. 2.1 – Ескіз зразка для випробування на втомну міцність склопластикових насосних штанг

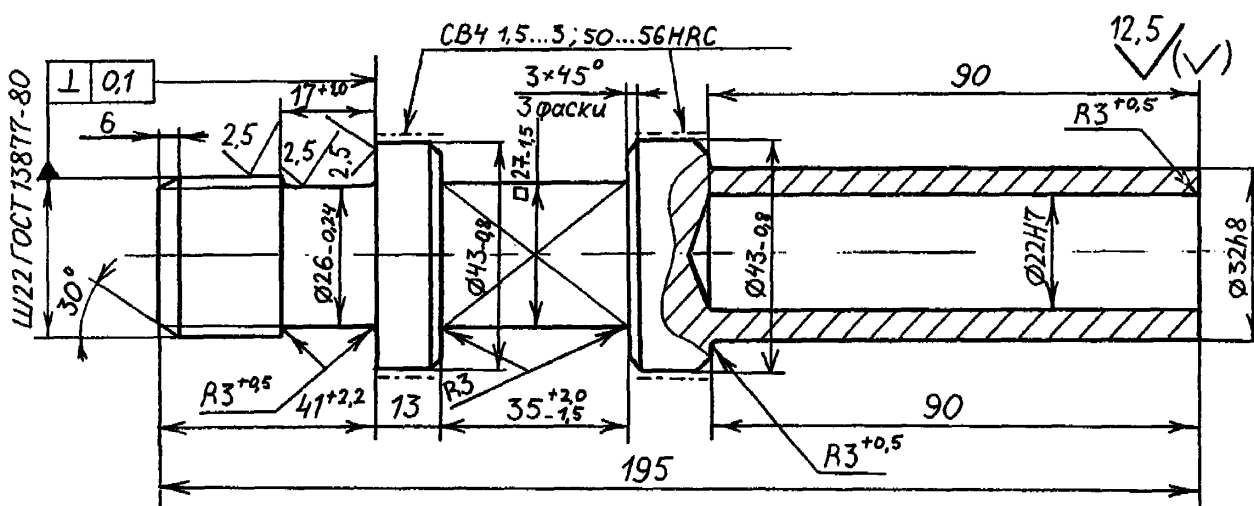


Рис. 2.2 – Конструкція головки склопластикової штанги $\varnothing 22$ мм

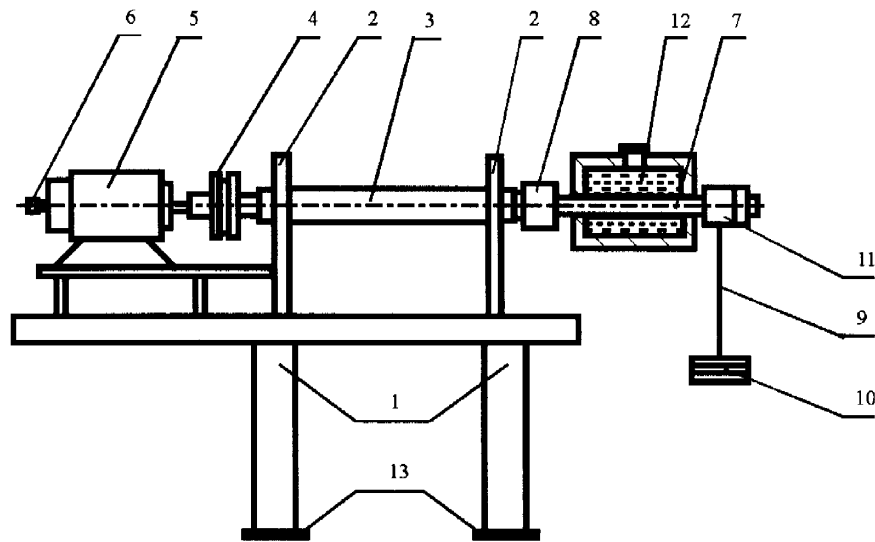


Рис. 2.3 – Схема установки для втомних випробувань насосних штанг при круговому згині

Установка змонтована на рамі 1. В стійках 2 на підшипниках розміщено вал 3, який через муфту 4 з'єднується з електродвигуном 5. До електродвигуна приєднано лічильник обертів 6. Зразок 7 через перехідну муфту 8 з'єднується з валом 3. За допомогою осі 9 і підшипника 11 зразок навантажується вантажем 10. Робоче середовище розміщується в камері 12. Для зменшення вібрації установка розміщена на подушках 13. В момент злому зразка електродвигун автоматично вимикається за допомогою вимикача.

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

Для випробування на статичний розтяг і статичний стиск використовувались установка МР-50, випробувальний прес та прилади для контролю деформацій. Ескізи зразків для випробування тіла склопластикової штанги на статичний розтяг показані на рис. 2.4. Зразки вирізались з тіла нової та уживаної склопластикової штанги, яка відпрацювала в свердловині два роки. Зразок для випробування на статичний розтяг з'єднання головки насосної штанги зі склопластиковим тілом діаметром 22 мм показаний на рис. 2.1, а з тілом діаметром 9 мм - на рис. 2.5.

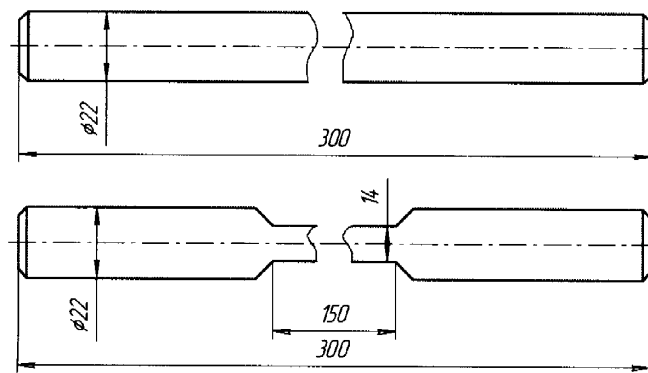


Рис. 2.4 – Ескізи зразків для випробування тіла склопластикової штанги на статичний розтяг

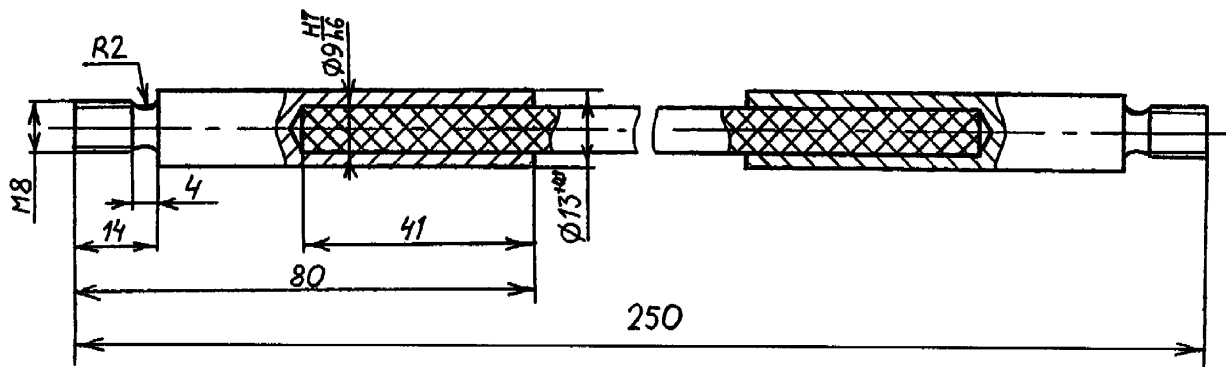


Рис. 2.5 - Ескіз зразка для випробування з'єднання головки насосної штанги зі склопластиковим тілом на статичний розтяг

З'єднання головки склопластикової штанги з тілом здійснювали на пресі з точністю вимірювання переміщення штампа 0,1 мм.

2.2. Методика визначення тріщиностійкості сталей для насосних штанг

Для визначення характеристик тріщиностійкості сталей для насосних штанг використовувалась методика [74]. Випробування проводились на зразках зі сталі 20Н2М, вирізаних з насосних штанг (рис. 2.6) ($l=100$ мм, $b=10$ мм, $t=4$ мм). Зразки навантажувались консольним згином з частотою 24,2 Гц при температурі 20°C у повітрі та 3% розчині NaCl. При відношенні довжини робочої частини зразка $2Y$ до його ширини b рівній 1,6 і довжині тріщини $0,2b < L < 0,5b$ значення коефіцієнта інтенсивності напружень K залишається майже постійним і знаходиться за формулою:

$$K = \frac{1.3G \cdot \theta \cdot (b/2)^{3/2}}{Y}, \quad (2.1)$$

де G – модуль зсуву, Па;

θ – кут повороту пластини, рад.

На рис. 2.7 показано схему установки УРТ-1 для визначення тріщиностійкості сталей для насосних штанг. Установка складається з корпусу 2, встановленого на гумовий лист 1. На валу електродвигуна 3 встановлено кривошип 6 з втулкою 4, поворотом якої відносно ексцентрика можна регулювати величину ексцентриситету (амплітуду деформації) від 0 до 4 мм. Величину ексцентриситету встановлюють за допомогою індикатора 10. Кривошип через шарнір з'єднується з планшайбою 9, яка обертається на валу, розташованому на підшипниках у вузлі 7. Зразок 8 закріплюється нерухомо при мінімальних показках індикатора за допомогою затискачів 12. Зразок поміщено у камеру 11, здатну переміщуватись вздовж зразка. Кількість циклів навантаження визначають за допомогою лічильника 5. Спостереження за тріщиною в процесі її росту ведеться за допомогою мікроскопу МПБ-2. Точність вимірювання довжини тріщини 0,05 мм.

Для визначення залежності швидкості росту тріщини від амплітуди коефіцієнта інтенсивності напружень в зразку вирощувалась тріщина довжиною 0,5 мм.

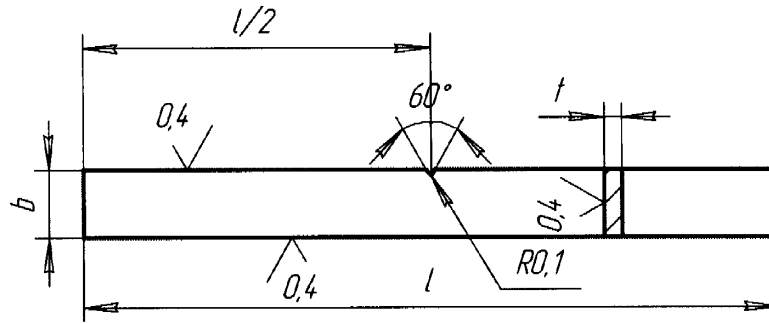


Рис. 2.6 – Зразок для визначення характеристик тріщиностійкості

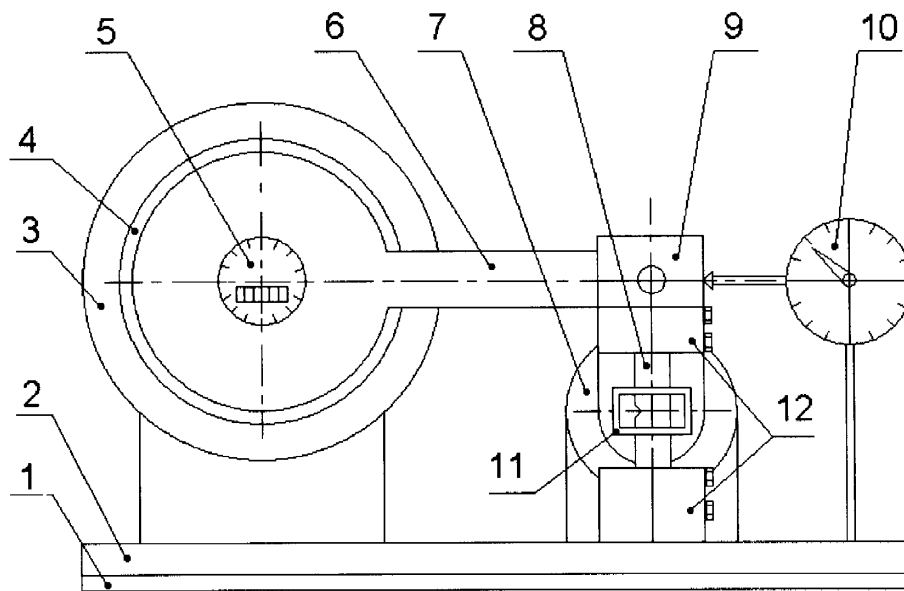


Рис. 2.7 – Схема установки УРТ-1 для визначення тріщиностійкості сталей

Далі, при амплітуді навантаження, яка відповідає амплітуді КІН $19,5 \text{ МПа} \cdot \text{м}^{1/2}$, реєструвалася кількість циклів навантаження, за яку тріщина збільшувалась на 0,3 мм. Після цього амплітуда зменшувалась на 10% та, після приросту тріщини на 0,1 мм (з метою зменшення впливу пластичних деформацій при зміні амплітуди), замір повторювався. На основі отриманих даних будувалась діаграма втомного руйнування.

Для визначення впливу СПУ на швидкість росту втомної тріщини в середовищі 3% розчину NaCl, на поверхні зразка вирощували шар смолопарафінистих речовин товщиною 1-2 мм шляхом їх кристалізації з розчину.

Для визначення впливу статичного перевантаження на швидкість росту втомної тріщини на повітрі і в корозійному середовищі, зразки зі сталі 20Н2М навантажувались змінним згинаючим моментом при постійному $K_{\max}=8,3 \text{ МПа}\cdot\text{м}^{1/2}$. Потім зразок піддавали статичному перевантаженню в 1,5; 2 і 3 рази тривалістю 20 хв. Після цього навантаження зменшувалось до початкового і продовжували прикладення змінного навантаження. За результатами випробувань будувалися залежності довжини тріщини від кількості циклів навантаження.

закріплюють в шарнірних затискачах. Зміна амплітуди навантаження виконується за допомогою кулачкового механізму 9, який приводиться в дію електродвигуном 10 через пасову передачу 11 і редуктор 7. Контроль кількості циклів навантаження виконується за допомогою лічильника 8. Для точного регулювання амплітуди навантаження використовується гвинт 4. В момент руйнування зразка установка автоматично вимикається за допомогою вимикача 2.

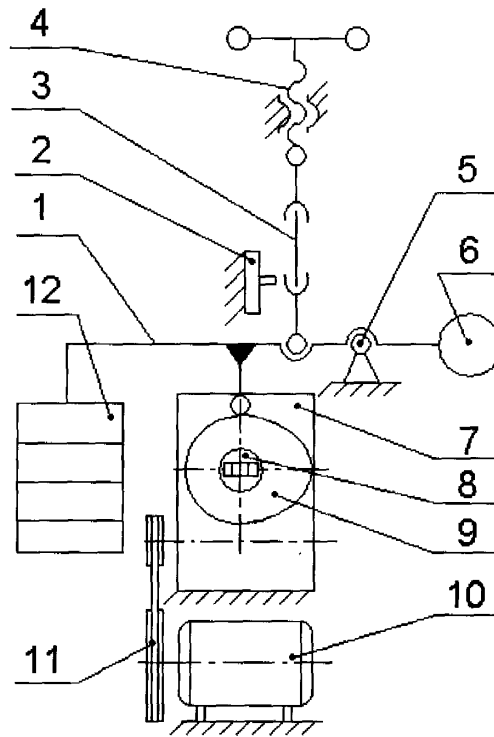


Рис. 2.9 – Схема установки для випробувань на втому при пульсуючому віднульовому розтязі

РОЗДІЛ 3

Принципи проектування і розробка обладнання для підвищення ресурсу насосних штанг і боротьби з парафіноутворенням

3.1. Принципи автоматизованого проектування за допомогою параметричного тривимірного моделювання та методу кінцевих елементів

В системах комп'ютерного тривимірного моделювання термін “параметричність” використовується для опису зміни форми моделі шляхом зміни значення розміру. Проектування за допомогою комп'ютерної параметричної тривимірної моделі дає проектувальнику наступні можливості:

- легко вносити потрібні зміни в модель і проводити оптимізацію конструкції;
- оцінювати правильність розташування деталей за допомогою засобів виявлення конфліктів;
- розраховувати масу і моменти інерції фігур;
- планувати технологічний процес виготовлення і складання;
- автоматично отримувати конструкторську документацію;
- перевіряти міцність деталей і зборок під навантаженням, вплив температури, вираховувати власні частоти, розраховувати кінематичні і динамічні параметри механізму (при наявності додаткових програм).

Одними з найбільш зручних і інтегрованих з іншими програмами 3D моделювання можна назвати Компас 3D і Solid Works. Це параметричні програми створення моделей твердих тіл, які складаються з елементів [75].

Для розв'язку задач механіки деформівного твердого тіла в останні роки широке розповсюдження дістав метод кінцевих елементів (МКЕ). Він полягає в розділенні тіла на скінчену кількість малих елементів, переважно у вигляді трикутників для плоскої задачі і багатогранників для просторової задачі та рішенні системи лінійних рівнянь [76]:

$$\{Q\}=[K]\{U\}, \quad (3.1)$$

де $\{Q\}, \{U\}$ – вектори зовнішніх зосереджених у вузлах сітки зусиль і переміщень вузлів сітки відповідно;

$[K]$ – матриця жорсткості конструкції, яка складається з матриці жорсткості елементів:

$$[K_n] = B_n^T A B_n D, \quad (3.2)$$

де B_n^T – транспонована координатна матриця елемента;

A – об'єм (площа) елемента;

D – матриця пружності.

Проблеми потоку рідини визначаються законами збереження маси, імпульсу і енергії. Ці закони виражаються в термінах диференціальних рівнянь, які лягли в основу методу кінцевих елементів для проблем потоку рідини [77,78].

При використанні комп'ютера та програмного забезпечення, за допомогою якого може бути розв'язана дана система рівнянь (MathCAD, MathLab), МКЕ перетворюється на засіб вирішення задач практично будь-якої складності. Однак, на практиці МКЕ може бути ефективно реалізованим в повністю автоматизованій програмі (наприклад Ansys [77], Nastran, Cosmos), в якій реалізуються всі етапи розрахунку конструкції, починаючи від формування сітки кінцевих елементів та закінчуючи підрахунком напружень, деформацій і інших величин.

Взаємодія програми параметричного тривимірного моделювання з програмою розрахунку МКЕ стала можливою при появі стандартів на тривимірні комп'ютерні моделі. Одна з головних переваг такої системи автоматизованого проектування – можливість вибору оптимального рішення. Робота даної САПР може бути виконана по принципу послідовних наближень, або шляхом перебору всіх можливих варіантів згідних даних, запису в базу даних вихідних даних і їх наступного аналізу (рис. 3.1).

Спочатку приймаються початкові значення вхідних параметрів (значення параметрів тривимірної моделі, значення зовнішніх навантажень). Ці дані поступають в блок аналізу тривимірної моделі або блок розв'язку МКЕ.

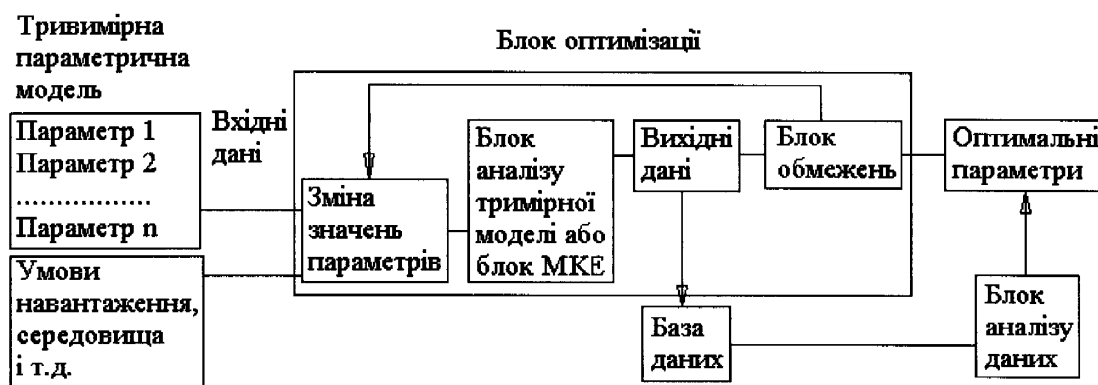
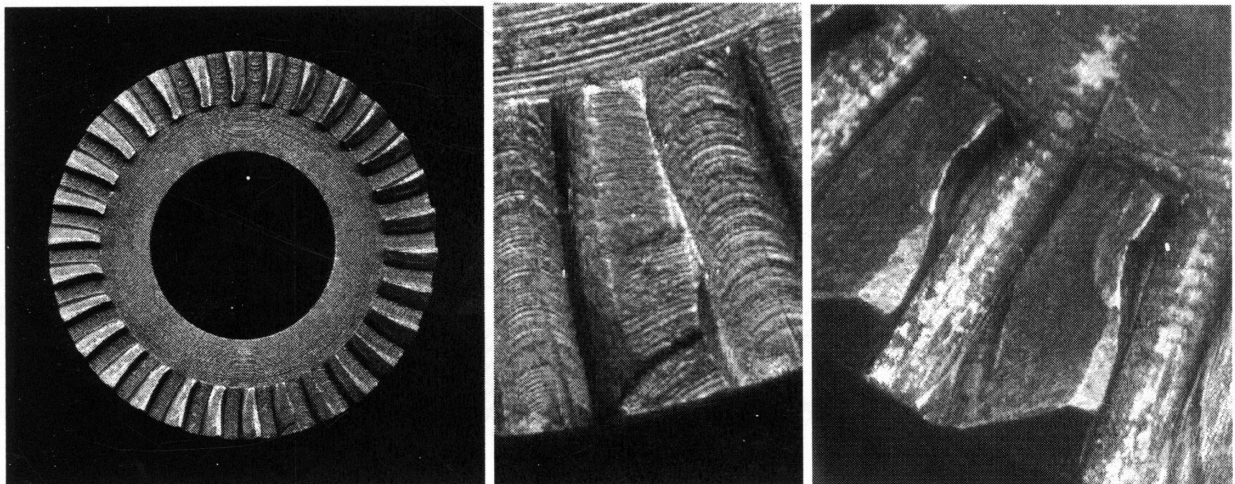


Рис. 3.1 - Система автоматизованого проектування на основі параметричного тривимірного моделювання та методу кінцевих елементів.

Звідти вихідні дані (інтегральні геометричні параметри моделі, значення напружень, деформацій тощо) поступають в блок обмежень, де виконується перевірка вихідних даних на задані умови і приймається рішення про перехід до наступного наближення або про завершення ітерації. Оптимальні параметри можуть бути знайдені також шляхом запису вихідних даних в базу даних і наступного їх аналізу засобами аналізу даних (наприклад Ms Excel, Ms Access).

3.2. Розробка і аналіз конструкцій храпових штангообертачів

Для оснащення СШНУ промислів “Долинанафтогаз” і “Бориславнафтогаз” Бориславською центральною базою виробничого обслуговування була виготовлена партія штангообертачів з храповим механізмом. В загальному, він показав невисоку надійність. В демонтованих штангообертачах виявлені деформації і поломки зубів храпового колеса (рис. 3.2), що спричинено неправильними геометричними параметрами зачеплення, зуба колеса і значними контактними напруженнями в зачепленні. Часто спостерігались поломки собачки храпового механізму.



а

б

в

Рис. 3.2 – Храпове колесо з круговими зубами по торцю колеса (а) та типові види пошкоджень кругових (б) і прямих (в) зубів

Виходячи з цього, автором було запропоновано і проаналізовано три варіанти вдосконаленого храпового механізму з торцьовим зачепленням (рис. 3.3).

На рис. 3.3а показані основні геометричні параметри храпового механізму штангообертача. Тут α - кут коливання ексцентрикового вала і важеля штангообертача, p_a – крок зубів колеса по зовнішньому радіусу, h – висота зуба, ϕ - кут западини зуба колеса, ϕ_1 - кут робочої частини собачки.

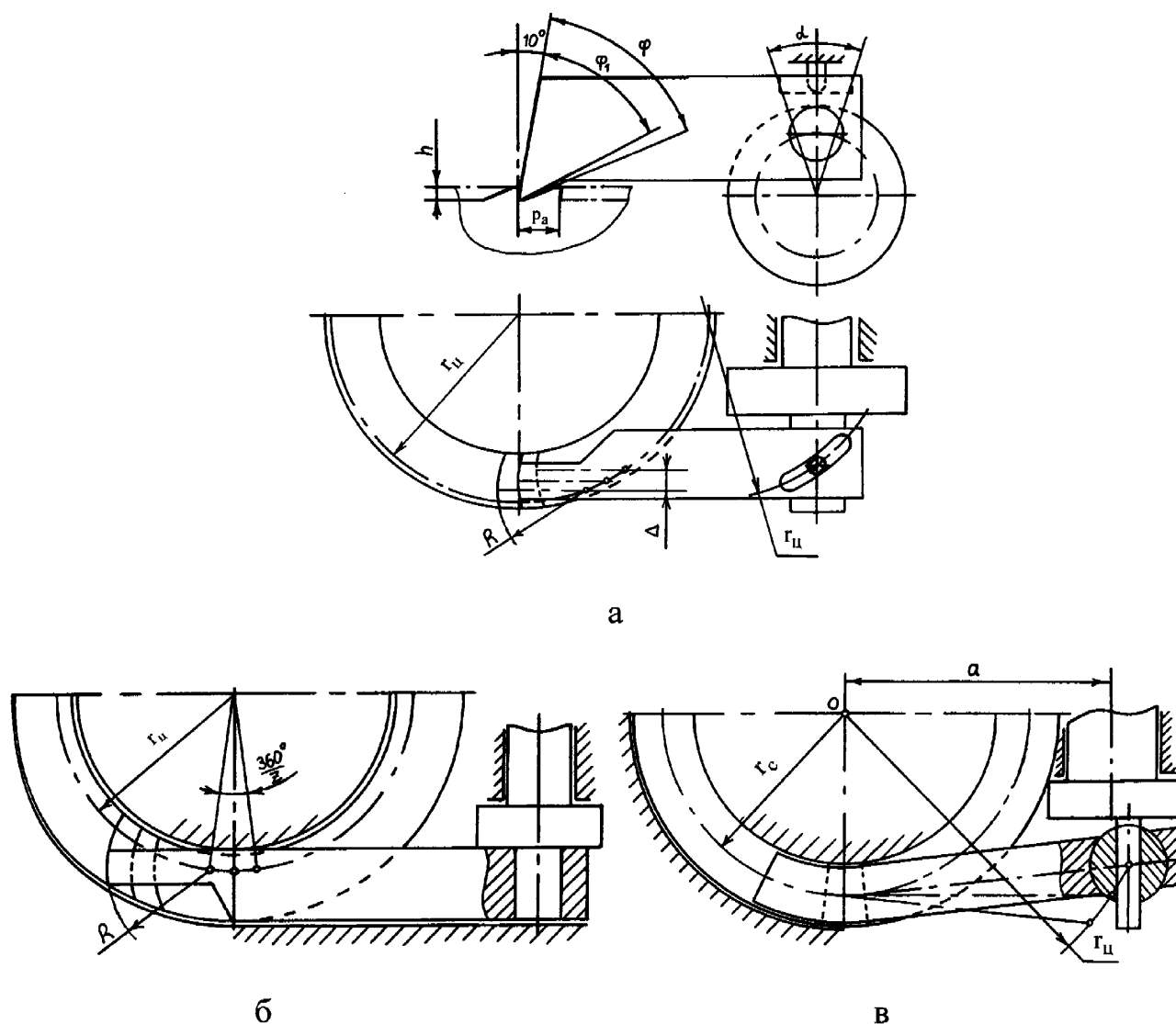


Рис. 3.3 – Види храпового механізму із зачепленням по торцю колеса

В храповому механізмі з круговим зубом і кулачком для напрямлення руху собачки (рис. 3.3а), виготовлені з певним радіусом R в площині торця колеса, зуби храпового колеса і собачка храповика завжди контактують по всій поверхні профілю собачки. Це досягається тим, що собачка переміщується паралельно осі свого обертання, так, що центр кривизни її робочої частини завжди співпадає з центром кривизни зуба, який переміщується по колу радіусом r_u :

$$r_u = \sqrt{r_c^2 + R^2}. \quad (3.3)$$

Для ефективного направлення собачки запропоновано кулачковий механізм у вигляді паза в собачці радіусом r_u і гвинта, вгвинченого в корпус [80]. Зуб з

кривизною радіусом R не більше 25 мм може бути отриманий при нарізанні зубів торцьовою різцевою головкою.

Переваги - збільшена площа контакту, що зменшує контактні напруження, немає перекосу собачки. Недоліки - зменшена ширина робочої частини собачки b ; існує інтенсивне тертя в зачепленні і кулачку; необхідна висока точність виготовлення кулачкового механізму; складність виготовлення кругового зуба. В процесі роботи собачка буде переміщуватись вздовж осі свого обертання на величину Δ , яка дорівнює віддалі між першим і останнім положенням центра кривизни зуба:

$$\Delta = \sqrt{(2r_y \sin \frac{\alpha}{2})^2 - (2r_c \sin \frac{\alpha}{2})^2}. \quad (3.4)$$

Ширина робочої частини собачки визначається так:

$$b = B - \Delta, \quad (3.5)$$

де B – ширина зуба колеса.

На рис. 3.3б показано схему храпового механізму, який відрізняється від попереднього тим, що переміщення собачки вздовж осі свого обертання зведене до мінімуму. Це досягається тим, що центр кривизни зуба і собачки впродовж робочого ходу переміщуються по нижній ділянці кола радіусом r_y (рис. 3.3б).

Переваги цього механізму - простота конструкції, немає перекосу собачки. Недоліки - мала ширина робочої частини собачки, є невелике зміщення центра кривизни зуба відносно собачки, яке можна розрахувати за формулою

$$\Delta = r_y \cdot (1 - \cos (180/z)). \quad (3.6)$$

На рис. 3.3в показано схему храпового механізму з кульовим шарніром і поступальною парою в основі собачки. Цей вид храпового механізму суттєво відрізняється від інших тим, що при робочому ході собачки вона контактує із зубом в одних і тих самих точках, що виключає тертя в зачепленні. Це досягається тим, що основа собачки з кульовим шарніром і поступальною парою має можливість переміщення по колу з центром в т.О радіусом r_y

$$r_y = \sqrt{r_c^2 + a^2}, \quad (3.7)$$

де a - віддаль між віссю вала і колеса, r_c - середній діаметр колеса. На рис. 3.3в показано положення центра шарніра собачки в трьох положеннях: початковому, середньому і кінцевому. При умові переміщення центра шарніра по колу радіусом r_u поверхня контакту зуба собачки завжди буде паралельна поверхні контакту зуба колеса.

Переваги механізму - мінімальні контактні напруження, відсутнє тертя в зачепленні, можливе застосування зубів з прямолінійним профілем, що більш технологічно, існує можливість застосовувати собачки з кількома зубами, що збільшить надійність передачі. Враховуючи це, такий вид храпового механізму може служити для передачі великих зусиль. Недоліки - відносна складність конструкції, значно збільшується довжина осі ексцентрика.

Розроблено тривимірні параметричні моделі цих механізмів, за допомогою, яких можна визначити напружений стан в зачепленні і проводити раціоналізацію конструкції, визначити вплив кожного геометричного параметра зуба на міцність (рис. 3.4).

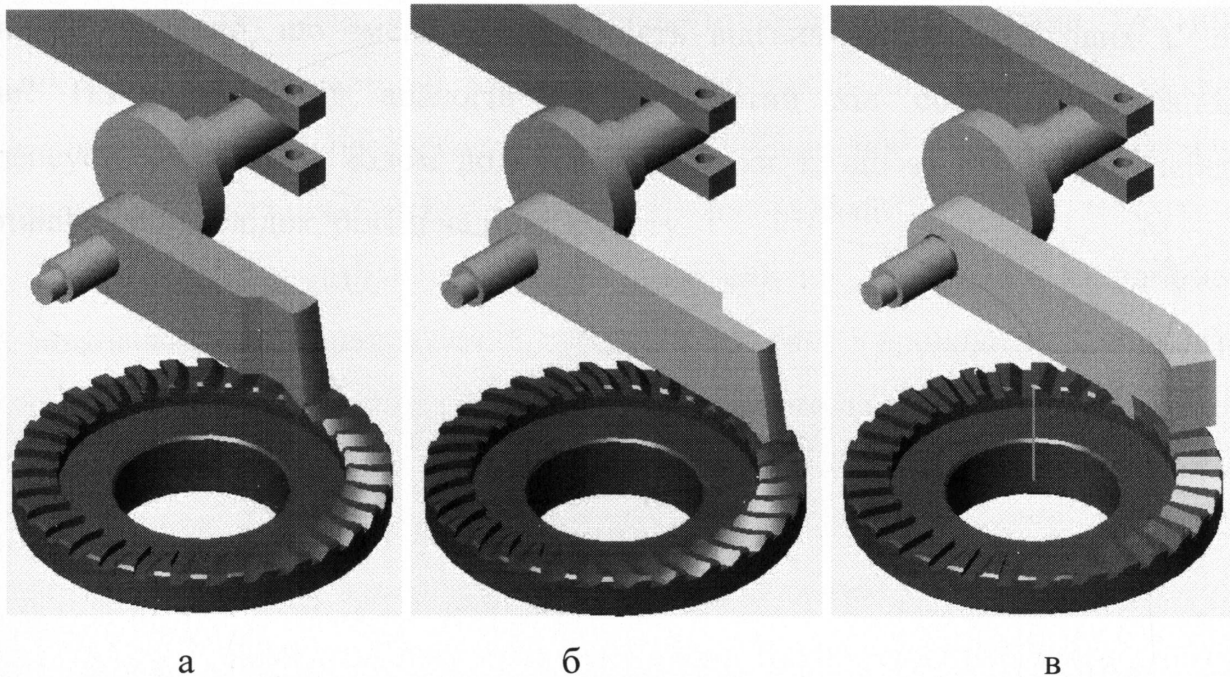


Рис. 3.4 – Тримірні моделі храпових механізмів: а – з кулачком; б – круглозубий; в – прямозубий шарнірний.

Проаналізуємо напружений стан в зубі храпового колеса кожного з вище наведених механізмів. Для цього виділимо з моделі храпового колеса сектор з одним зубом і проведемо аналіз за допомогою методу кінцевих елементів. Змодельований сектор кожного колеса має наступні параметри: $z=32$, $r_a=61$ мм, $r_b=46$ мм, $R=25$ мм (для круглозубих коліс), $\phi=35^\circ$, $h=4$ мм. Інші параметри храпових механізмів визначались за формулами (3.3 - 3.7). Сила, яка діє на собачку $F=3700$ Н. Матеріал колеса – легвана сталь ($E=2,1 \cdot 10^{11}$ Па, $\nu=0,28$, $\sigma_m=6,2 \cdot 10^8$ Па).

Аналіз напруженого стану показує, що круглозубе зачеплення може використовуватись тільки для передачі невеликих зусиль, так як зосереджене навантаження крайніх частин профілю зуба призводить до підвищення напруження в 2-2,5 рази (рис. 3.5, 3.6). Круглозубе зачеплення з кулачком може передавати вищі навантаження. При цьому відсутнє суттєве підвищення напруження в головці зуба в початковий і кінцевий момент руху (рис. 3.6).

Конструкція храпового механізму з двома паралельно працюючими собачками дозволить зменшити навантаження на них і зуби колеса в два рази. Дві послідовно працюючі собачки [79] (рис. 3.7) дозволять проводити обертання колеса і колони штанг безперервно, що зменшує імовірність відгвинчування муфтових з'єднань штанг. На відміну від аналогів [24], холостий хід собачки 2 храповика компенсується робочим ходом додаткової собачки 1, що забезпечує безперервне обертання і, як наслідок, більш надійну роботу.

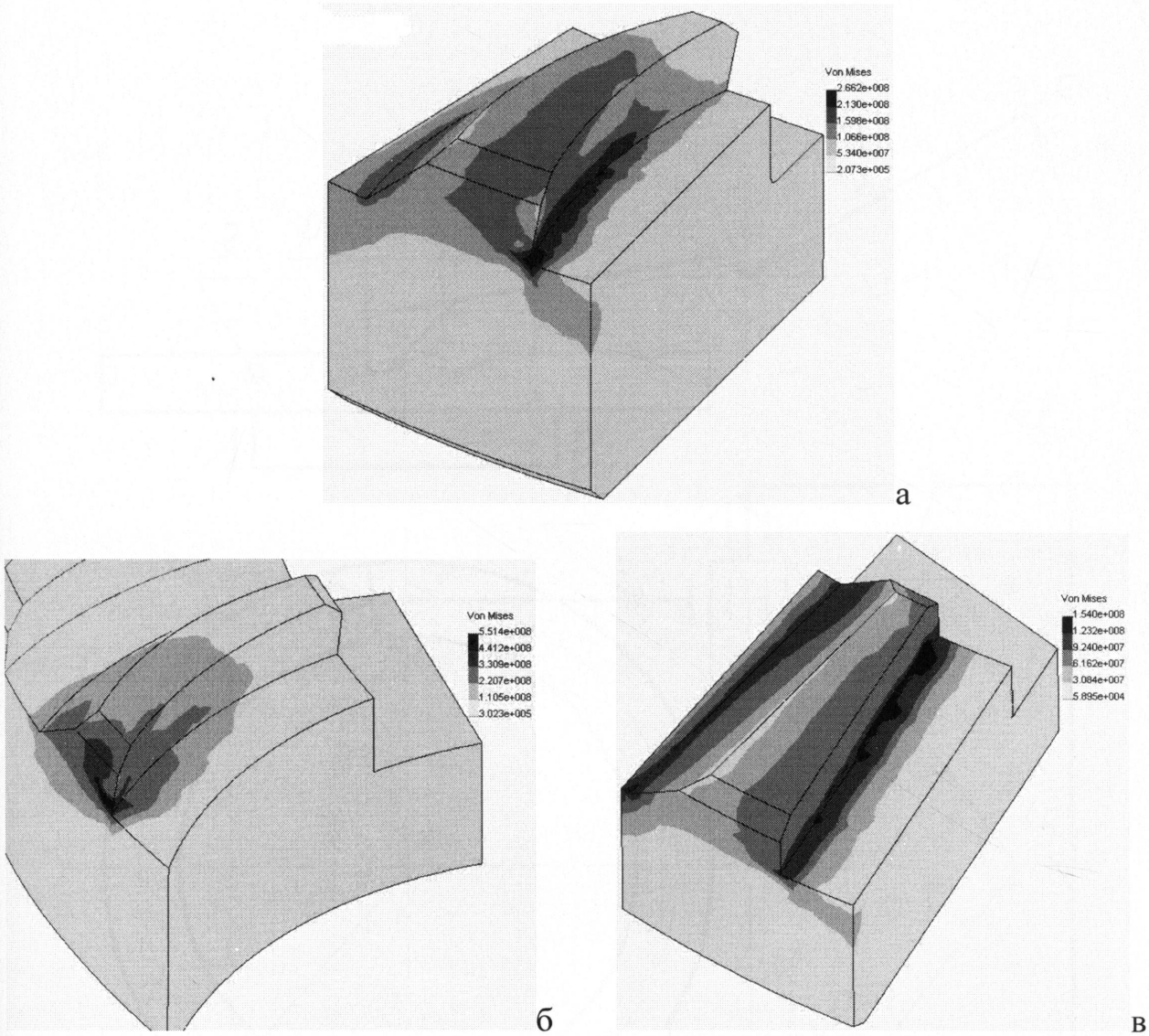


Рис. 3.5 – Розподіл напружень згину за критерієм Мізеса (Па) в зубі храпового колеса в кінці робочого ходу собачки: а – круглозубе кулачкове, б – круглозубе, в – прямозубе шарнірне

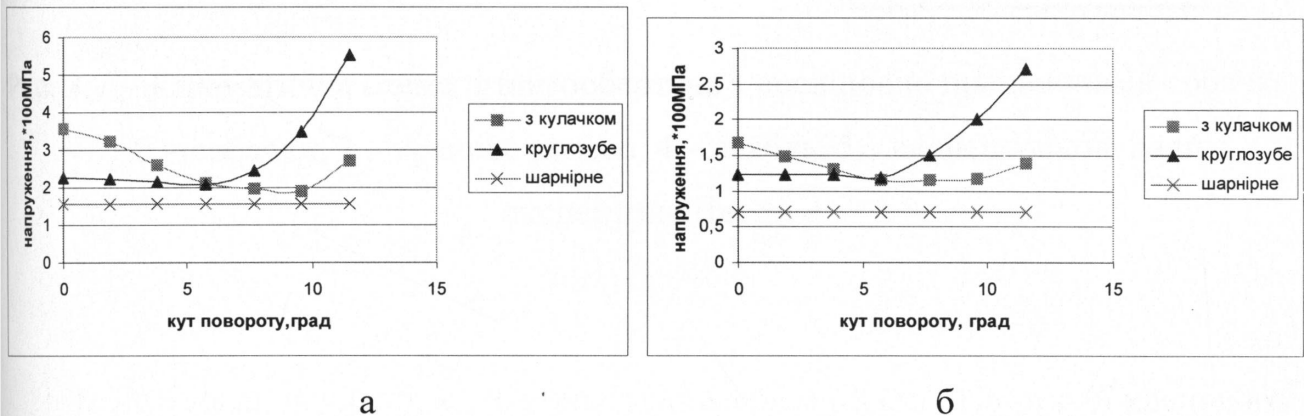


Рис. 3.6 – Залежність максимального напруження згину за критерієм Мізеса від кута повороту храпового колеса в ножці (а) і головці (б) зуба

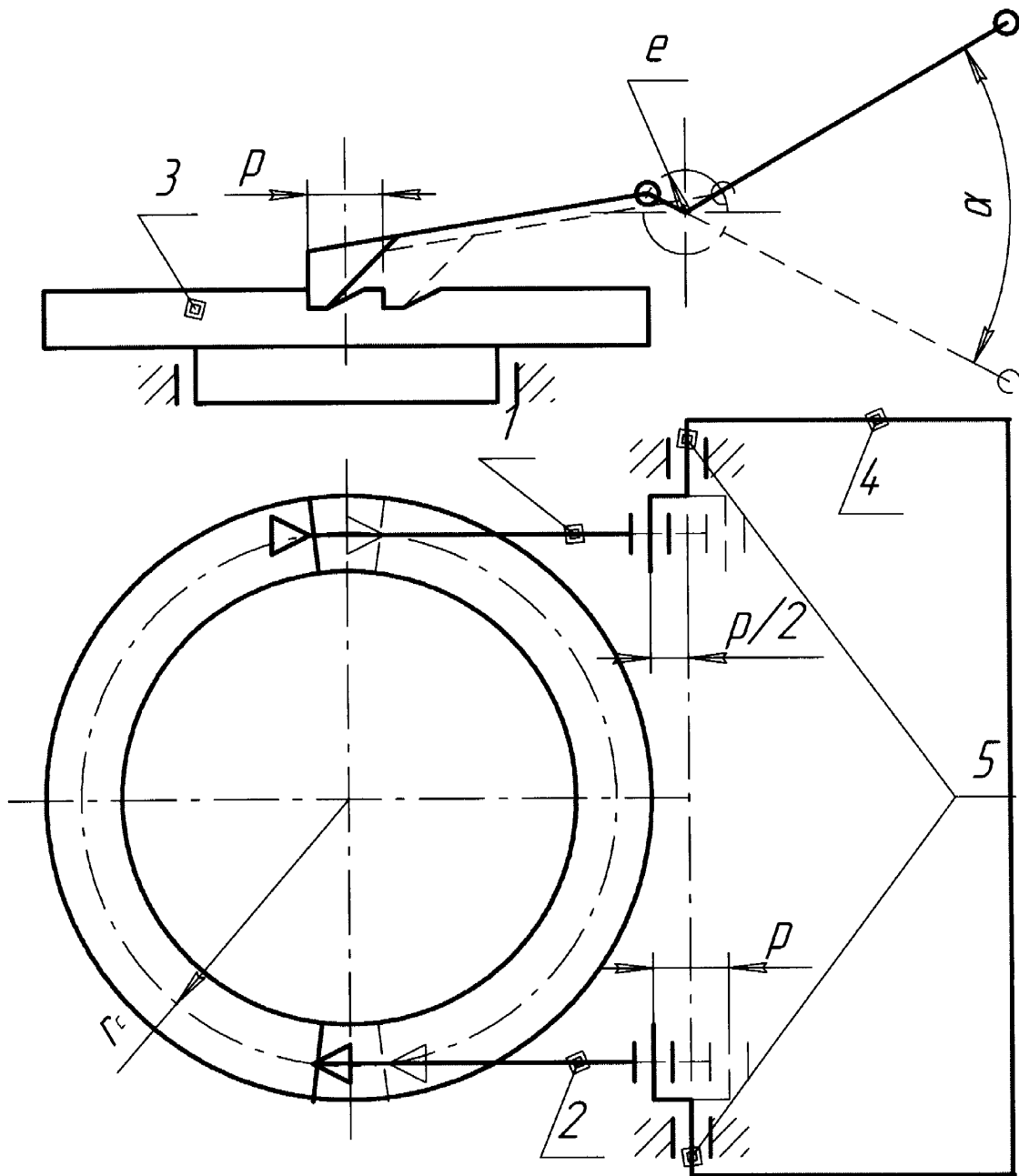


Рис. 3.7 – Кінематична схема штангообертача з послідовно працюючими собачками:
 1,2 – собачки, 3 – храпове колесо, 4 – важіль, 5 – ексцентрикові вали з ексцентриситетом e .

3.3. Принципи проектування штангообертачів за допомогою параметричної тривимірної моделі

Використовуючи систему автоматизованого проектування на основі параметричного тривимірного моделювання та методу кінцевих елементів, було спроектовано новий тип пристрою для обертання колони насосних штанг – штангообертач з послідовно працюючими собачками [79].

Спочатку створювались ескізи деталей і зборки. Найбільш відповідальні деталі, які вимагають перевірки на міцність і визначають габарити механізму, проектувались в першу чергу. В останню чергу створювались стандартні деталі і деталі, розміри яких замикають розмірні ланцюги.

На прикладі круглозубого храпового колеса показано основні принципи раціоналізації конструкції деталі. Будується параметрична модель деталі (рис. 3.8) так, щоб параметри, які підлягають раціоналізації були легко доступні для зміни і, по можливості, незалежні.

Раціоналізувались наступні геометричні параметри колеса: кількість зубів, ширина зуба, висота зуба, радіус кривизни зуба, кут западини зуба, величина фаски зуба. Ціллю раціоналізації вихідної конструкції є зменшення максимальних напружень згину за критерієм Мізеса в головці і ніжці зуба колеса ($\sigma_{max}^M \rightarrow min$) при максимальному значенні кількості зубів, радіуса зуба, кута западини ($z, R, \phi \rightarrow max$) і мінімальному значенні ширини зуба ($B \rightarrow min$). Межі припустимих значень основних параметрів обґрунтовані вище. В таблиці 3.1 наведено досліджувані параметри моделі, відповідні їм об'єкти, досліджувані значення, їх межі та залежні параметри.

Вихідна модель, яка підлягає раціоналізації, має наступні параметри: $r_c=53,5$ мм, $z=32$, $B=15$ мм, $h=4$ мм, $R=25$ мм, $\phi=35^\circ$, $f=1$ мм. Це середні параметри храпових коліс найбільш розповсюджених моделей штангообертачів для підвіски типу ПСШ-15. Інші параметри визначаються за формулами (3.3-3.5). Сила, яка діє на собачку $F=3700$ Н. Матеріал колеса – легрована сталь ($E=2,1 \cdot 10^{11}$ Па, $\nu=0,28$, $\sigma_m=6,2 \cdot 10^8$ Па).

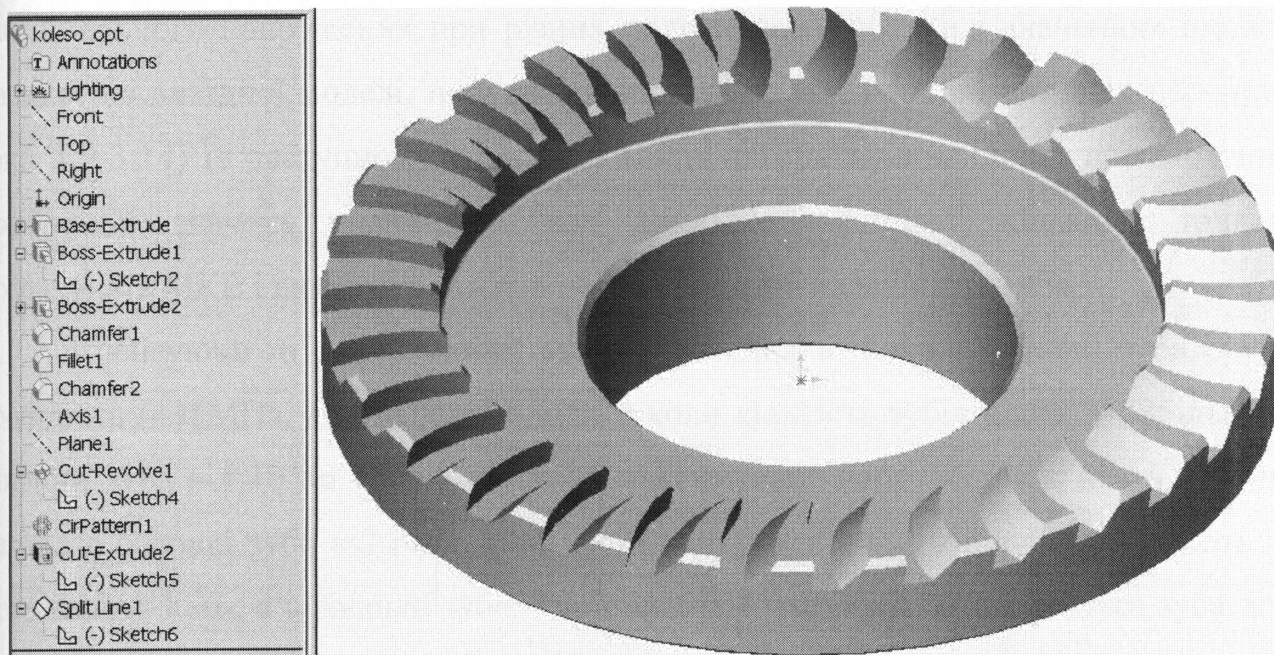


Рис. 3.8 – Дерево параметрів та модель храпового колеса

Таблиця 3.1

Опис параметрів моделі, які підлягають раціоналізації

№	Параметр	Позна-чення	Об'єкт в тривимірній моделі	Межі і значення	Залежні параметри
1	Кількість зубів	z	CirPattern1	$z \geq 30$ 30,32,34	Δ, b
2	Ширина зуба	B	Boss-Extrude1/Sketch2	$B \leq 15$ мм 10, 15мм	r_c, r_p, b
3	Висота зуба	h	Boss-Extrude1	2, 3, 4мм	-
4	Радіус зуба	R	Cut-Revolve1/Sketch4	$R \geq 20$ мм 20, 25, 30мм	Δ, r_y
5	Кут западини	φ	Cut-Revolve1/Sketch4	$\varphi \leq 35^\circ$ $35^\circ, 25^\circ$	-
6	Фаска зуба	f	Chamfer1	$f < h$ 0, 1, 2мм	-

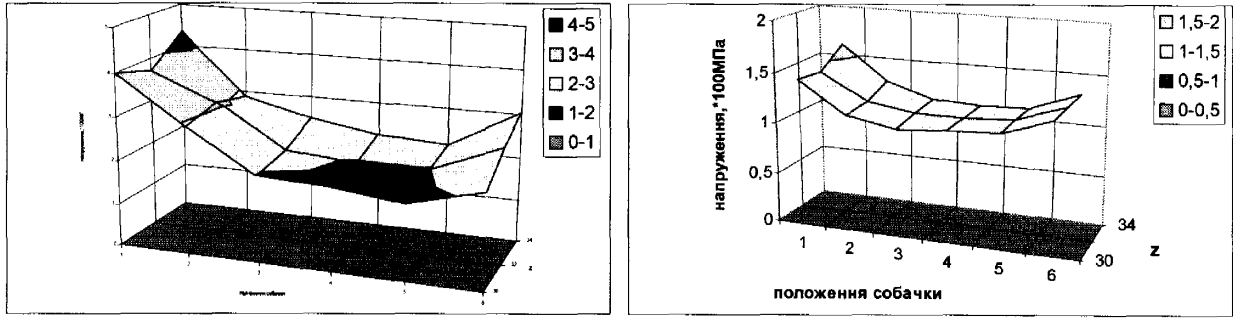
Сутність алгоритму раціоналізації полягає в знаходженні значень максимального напруження при різних положеннях собачки і значеннях одного з параметрів вихідної моделі, побудові відповідних залежностей для всіх параметрів (рис. 3.9-3.14) та наступному їх аналізі. Такий алгоритм не охоплює всіх можливих комбінацій значень параметрів, але дозволяє зменшити кількість тривалих розрахунків МКЕ і виявити вплив кожного параметра на міцність зуба.

Аналізуючи ці дані бачимо, що напруження в ніжці і головці зуба суттєво зростають (435МПа, 162МПа відповідно) коли кількість зубів рівна 34. Збільшення ширини зуба від 10 до 15 мм зменшує максимальне напруження в ніжці зуба в 1,5 рази, а в головці зуба в 2 рази. Найменші напруження в ніжці зуба виникають при його висоті 3 мм, а в головці зуба – при висоті 4 мм. Збільшення радіуса зуба до 30 мм суттєво підвищує напруження в ніжці зуба. Зменшення кута впадини зуба до 25° майже не зменшує максимальне напруження в крайніх положеннях собачки, проте зменшується товщина робочої частини собачки. Величина фасок зуба суттєво впливає на максимальне напруження в ніжці і головці зуба в крайніх положеннях собачки. Фаска 1 мм призводить до появи найбільших напружень в ніжці, а в головці – найменших. Найменші напруження в ніжці зуба, в крайніх положеннях собачки, виникають при фасці 2 мм. Виходячи з цього, розглянемо конструкцію храпового колеса з наступними параметрами: $z=32$, $B=15\text{мм}$, $h=3\text{мм}$, $R=20\text{мм}$, $\varphi=35^\circ$, $f=2\text{мм}$. Результати розрахунку (рис. 3.15) показують суттєве зменшення напружень в крайніх положеннях собачки.

Аналогічним чином проектуються собачки храпового механізму, як найбільш відповідальні і навантажені деталі.

При розробці зборки моделі штангообертача, було створено окремо зборку корпусу і підшипникового вузла, а потім в зборку корпусу встановлено два підшипникові вузли, з'єднано їх з корпусом і розгруповано кожен підшипниковий вузол (рис. 3.16).

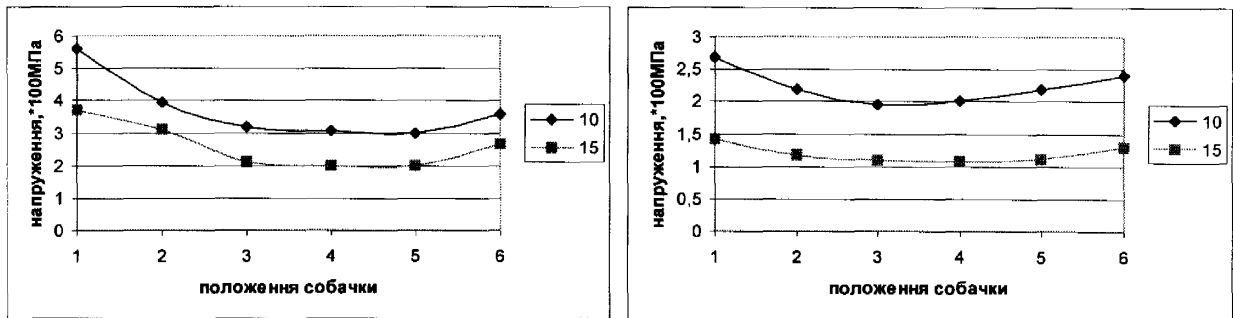
В отриманій зборці можна визначити масу деталей, виявити конфлікти (деталі, які взаємно перетинаються) і корегувати розміри, отримати розміри замикаючих ланок розмірних ланцюгів і спланувати процес складання.



а

б

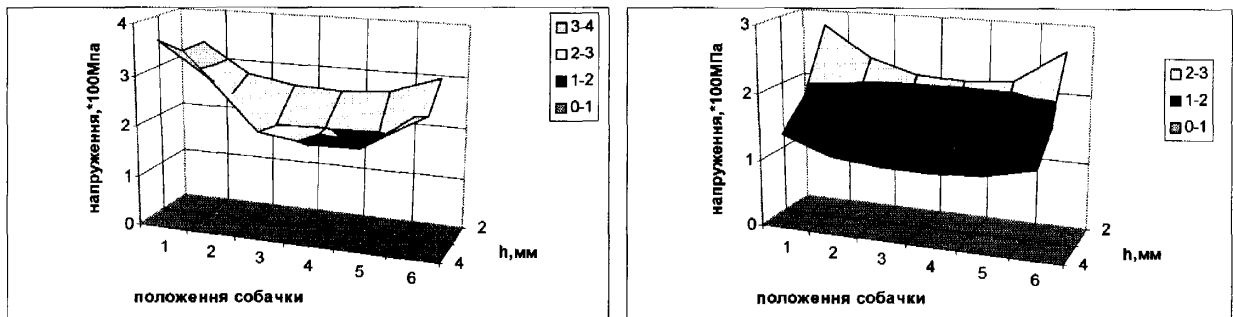
Рис. 3.9 – Залежність максимального напруження в ніжці (а) і головці (б) зуба храпового колеса від положення собачки і кількості зубів



а

б

Рис. 3.10 – Залежність максимального напруження в ніжці (а) і головці (б) зуба храпового колеса від положення собачки для ширини зуба 10 і 15 мм



а

б

Рис. 3.11 – Залежність максимального напруження в ніжці (а) і головці (б) зуба храпового колеса від положення собачки і висоти зуба

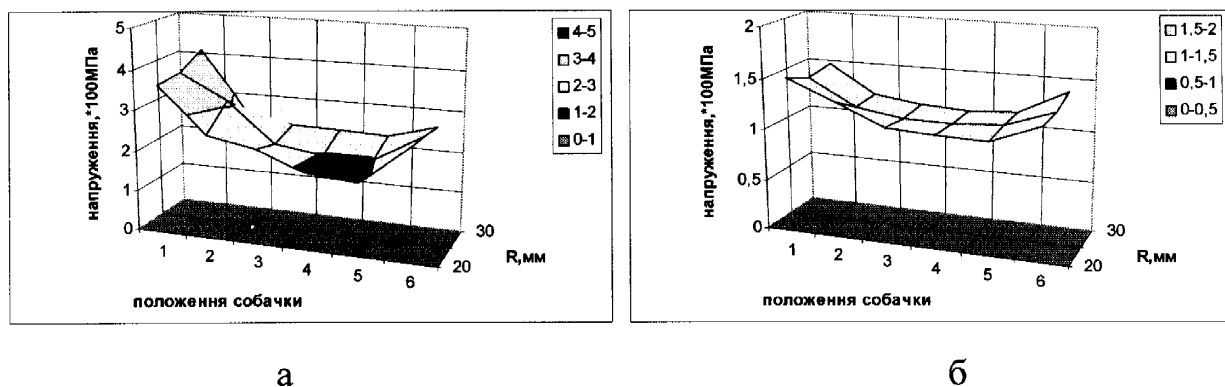


Рис. 3.12 – Залежність максимального напруження в ніжці (а) і головці (б) зуба храпового колеса від положення собачки і радіуса зуба

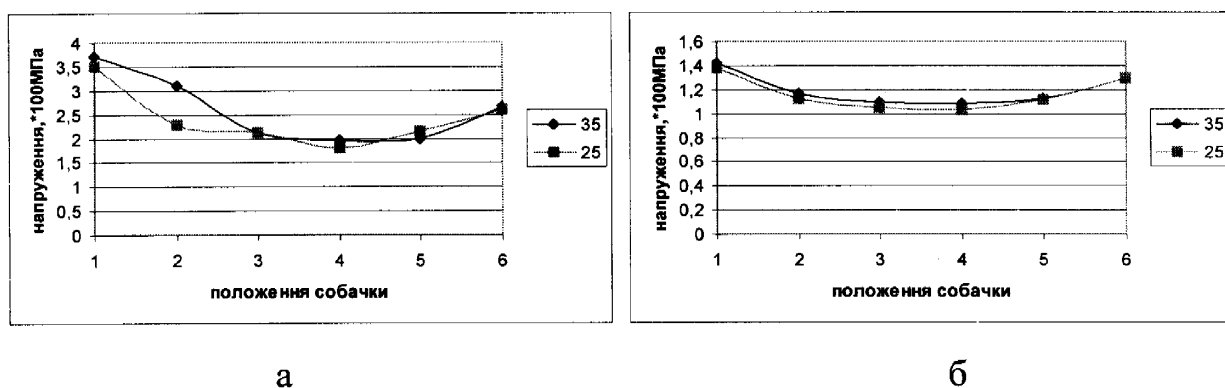


Рис. 3.13 – Залежність максимального напруження в ніжці (а) і головці (б) зуба храпового колеса від положення собачки для кута западини зуба 35° і 25°

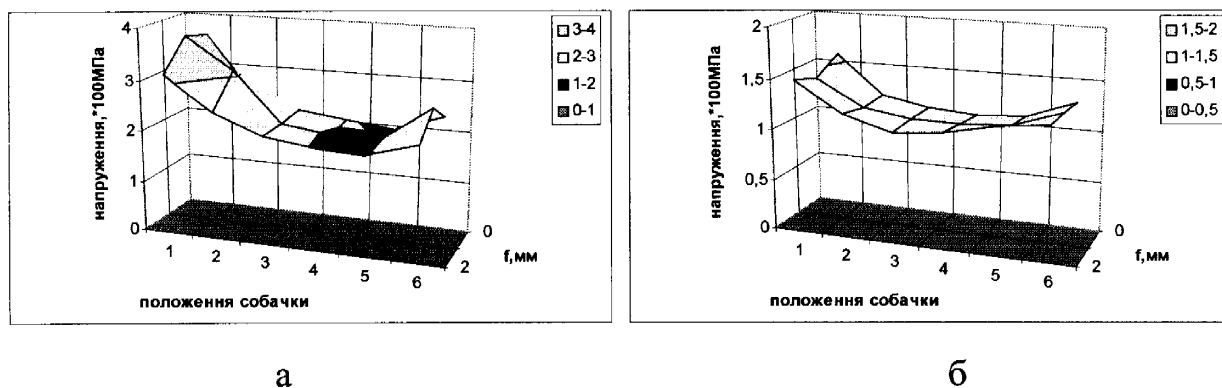


Рис. 3.14 – Залежність максимального напруження в ніжці (а) і головці (б) зуба храпового колеса від положення собачки і величини фасок зуба

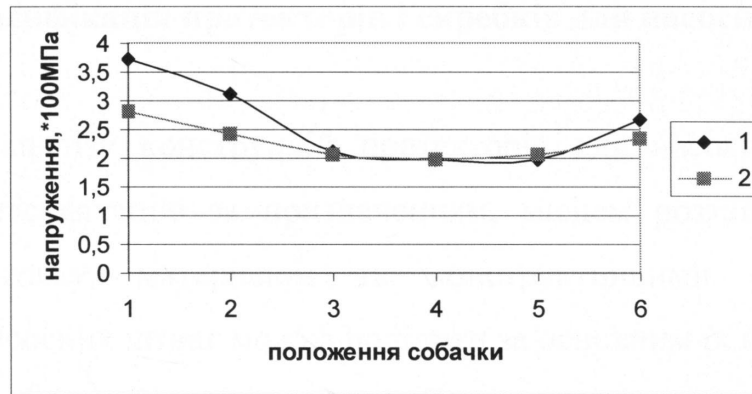


Рис. 3.15 - Залежність максимального напруження в нізці зуба храпового колеса від положення собачки для вихідного (1) та раціоналізованого (2) варіантів

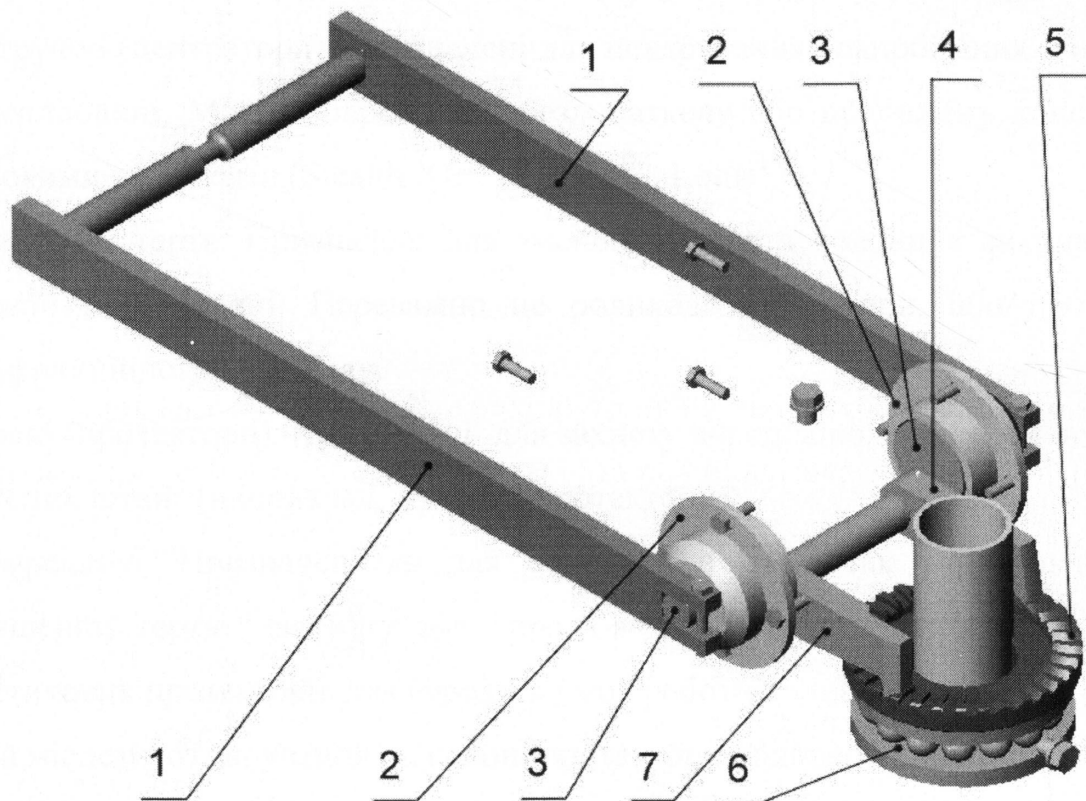


Рис. 3.16 – Тривимірна модель штангообертача:

1 – важелі, 2 – кришка з підшипником, 3 – ексцентрикові валики, 4 – штовхаюча собачка, 5 – храпове колесо, 6 – упорний підшипник, 7 – тягнуча собачка.

Для доступу до прихованих деталей створюються місцеві вирізи і приховуються деталі (на рис. 3.16 приховано корпус, стіл і кришку). Креслення деталей і зборки автоматично створюються з їх тривимірних моделей.

3.4. Класифікація протекторів і скребків для насосних штанг

На основі аналізу конструкцій протекторів для насосних штанг автором розроблено їх класифікацію за призначенням, місцем розташування на колоні, технологією монтажу, матеріалом та конструктивними ознаками. Сучасні протектори для насосних штанг можна поділити за основним їх призначенням на:

1. Протипарафінові (скребки-протектори). Призначені, як правило, для боротьби з СПУ. Мають конструкцію з тонкими, переважно похилими лопатками, основне призначення яких не центрувати колону в свердловині, а видаляти парафін з поверхонь НКТ або штанг (наприклад, скребок для системи Dual System™).
2. Центруючі (центратори). Призначені для центрування і запобігання згину штанг в свердловині. Мають, переважно, безлопаткову або подовжену конструкцію з широкими лопатками (Stealth XL™, NETB™, Lotus™).
3. Зменшуючі тертя. Призначені для зменшення тертя колони в викривленій або похилій свердловині. Переважно це роликові центратори, або протектори з антифрикційного матеріалу.
4. Захисні (протектори). Призначені для захисту від спрацювання елементів колони насосних штанг (наприклад, муфтові протектори).
5. Універсальні. Призначені як для боротьби з СПУ так і для центрування, зменшення тертя і захисту від спрацювання (до них відноситься більшість пластикових протекторів для середніх умов роботи).

За місцем розташування на колоні протектори поділяються на:

1. Штангові. Розміщуються на тілі штанги з певним інтервалом один від одного.
2. Муфтові. Розміщуються на штанговій муфті. Призначені для захисту муфтового з'єднання від спрацювання.
3. Напрямні муфти або штанги. Це муфти або короткі штанги з напрямними елементами – роликами або лопатками.

За технологією монтажу штангові протектори можна поділити на:

1. Постійні. Формуються на тілі штанги методом лиття.
2. Змінні. Можлива їх заміна в польових умовах. Поділяються на:

- 2.1. Протектори з пазом (Lotus™, Lotus Rubber™, NEPG™, Guardian™).
- 2.2. Нагвинчувані (Lotus Twist-On™).
- 2.3. Збірні – складаються з кількох частин (Ultra-Flow™).
- 2.4. З нерухомими упорами (LNB™).

За можливістю переміщення відносно штанги:

1. Нерухомі (переважно всі центратори і протектори).
2. Рухомі – призначені для видалення СПУ з поверхні штанг (штангові скребки).
3. Обертові – призначені для завихрювання потоку рідини для боротьби з осадженням парафіну (скребки-завихрювачі).

За матеріалом:

1. Металеві - більш стійкі до спрацювання та високих температур.
2. Полімерні - стійкі до корозії та мають малий коефіцієнт тертя.
3. Метало-полімерні. Сталеві елементи найчастіше використовують для зміцнення протектора або його посадки на штангу (наприклад, сталева пружина у Lotus Rubber™).

За конструктивними ознаками штангові протектори можна класифікувати за:

Кількістю лопаток:

1. Лопаткові (кількість лопаток 2-6). Наявність канавок між лопатками суттєво зменшує гідродинамічний опір.
2. Багатолопаткові (кількість лопаток більша 6). Призначені для ефективного зрізання парафіну з стінок НКТ (скребок для системи Dual System™).
3. Безлопаткові. Порівняно з лопатковими ефективніше центрують колону, але значно зростає гідродинамічний опір (Lotus™, Lotus Rubber™, Lotus Twist-On™).

Нахилом лопаток:

1. Без нахилу. Відсутність нахилу лопаток зменшує турбулентність потоку.
2. З нахилом. Забезпечує більш широку площу зрізання парафіну. (Positive Action Slant Vane™, Mort™, скребок для системи Dual System™).

Типом поперечного січення канавки:

1. Вигнута. Зменшує площу тертя лопатки, але покращує гідродинамічні характеристики (переважно протектори для легких умов роботи: Straight Vane™, Positive Action Slant Vane™, Turbulence Breaker™).
2. Увігнута. Збільшує площу тертя лопатки (протектори для важких умов роботи: Stealth™, Stealth XL™, Condor™, Ultra-Flow™).

Типом взаємного розміщення лопаток:

1. Без зміщення по осі штанги.
2. Зі зміщенням по осі штанги. Значно зменшує гідродинамічний опір, але суттєво зростає витрата матеріалу (Condor™, Ultra-Flow™, DoublePlus™).

Наявністю гідродинамічних елементів:

1. Зі скругленням лопаток і без нього. Скруглення лопаток зменшує гідродинамічний опір, турбулентність потоку, ударні навантаження, покращує ковзання, але зменшується площа тертя.
2. З гідродинамічним конусом і без нього. Гідродинамічний конус дозволяє зменшити гідродинамічний опір і турбулентність потоку та підвищити міцність посадки протектора на штанзі, але дещо збільшує витрату матеріалу (КАНАРОСС, Turbulence Breaker™, Mort™).

Наявністю технологічних елементів. Як правило, технологічні елементи (паз, перехресні пази) зменшують загальну площу тертя протектора (див. класифікацію за технологією монтажу).

Довжиною:

1. Короткі (переважно скребки і протектори для легких умов роботи).
2. Подовжені. Забезпечують кращий опір спрацюванню, але потребують, для виготовлення, більшого об'єму матеріалу (Stealth XL™, NETB™, NEPG™, Guardian™).

Крім цього, протектори можна поділити на ті, які вимагають застосування штангообертача для ефективної роботи і на ті, при експлуатації яких застосування штангообертача необов'язкове або не допускається (наприклад, Ultra-Flow™). Також, протектори можна поділити на протектори з елементами кочення і без них.

3.5. Аналіз конструкцій протекторів і скребків з точки зору їх опору спрацюванню та гідродинамічних характеристик

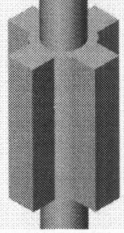
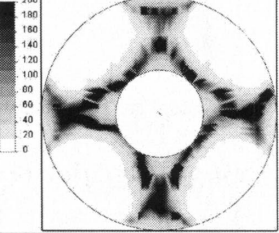

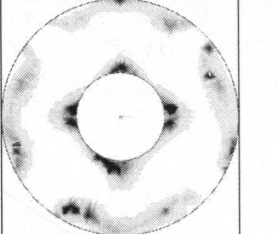

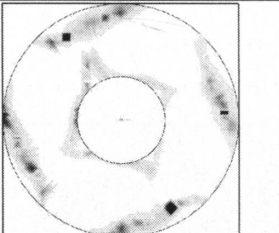

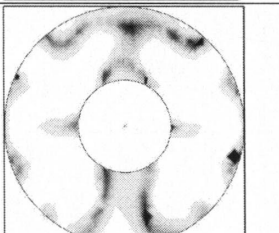
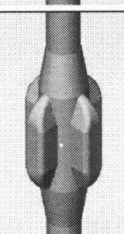
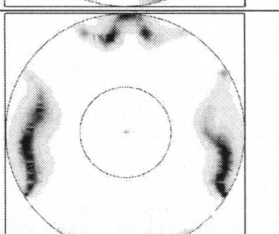

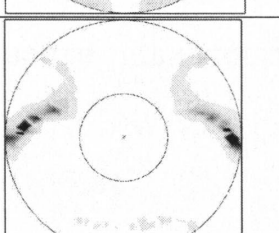
На нафтових промислах США проблему спрацювання, центрування штангової колони і СПУ вирішують шляхом вибору протектора конкретного типу з широкої їх номенклатури на основі даних про викривленість свердловини, фізичних і хімічних характеристик середовища та моніторингу за спрацюванням свердловинного обладнання [46]. Але на даний час не існує рекомендацій для вибору параметрів та раціонального проектування універсальних протекторів.

Проведемо аналіз конструкцій сучасних протекторів з точки зору їх стійкості до спрацювання, об'єму матеріалу і гідродинамічних характеристик. Це поширені протектори для легких і середніх умов роботи в прямих і незначно викривлених свердловинах: Patco з прямими лопатками, Patco з похилими лопатками (призначений для ефективного видалення парафіну без застосування штангообертача), КАНАРОСС (з гідродинамічними конусними елементами і міцною посадкою на шангу), Turbulence Breaker™ (зі зменшеною турбулентністю потоку), Ultra-flow™ (шестилопатеви́й центратор з малою турбулентністю потоку); протектори для важких умов роботи в викривлених свердловинах: Condor™ (двохлопатеви́й протектор з мінімальним гідродинамічним опором), DoublePlus™ (протектор зі зміщеними по осі лопатками), Stealth™ (протектор зі збільшеною площею тертя); змінні центратори Lotus™ і скребок з похилими лопатками. Розглянемо також протектор простої конструкції (без будь-яких гідродинамічних елементів і заокруглень лопаток).

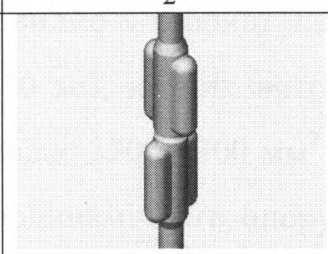
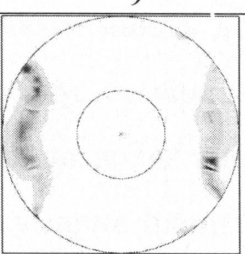
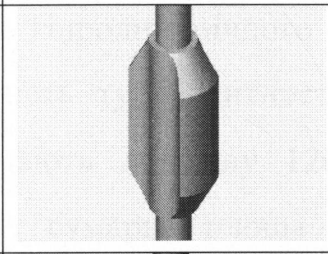
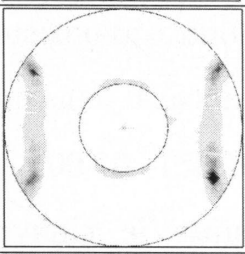
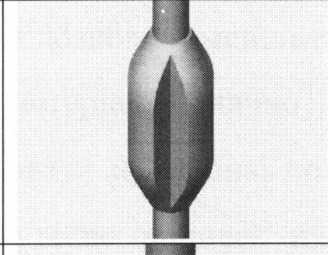
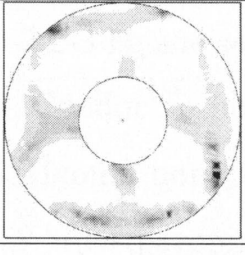
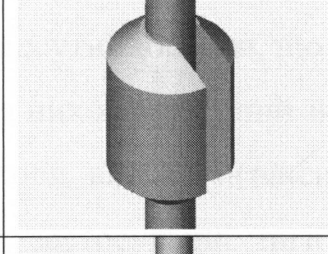
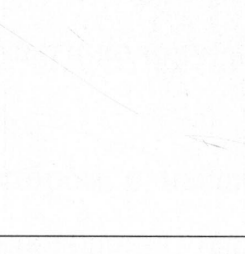
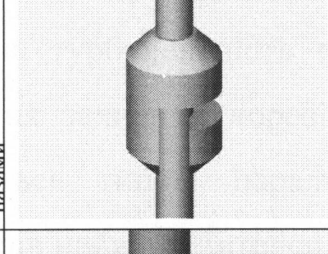
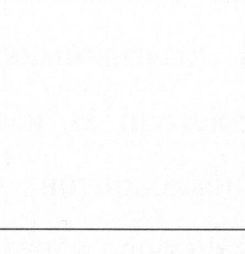
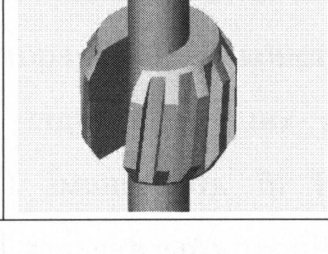
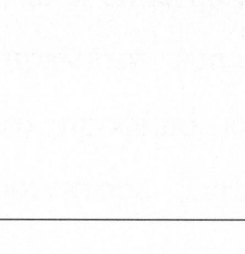
Для аналізу геометричних і гідродинамічних характеристик протекторів розроблялись їх тривимірні комп'ютерні моделі в Solid Works [75] та проводився розрахунок за допомогою програми кінцево-елементного аналізу потоку рідини [78]. В таблиці 3.2 наведено результати розрахунку геометричних та гідродинамічних характеристик протекторів для штанг діаметром 22 мм і НКТ з внутрішнім діаметром 59 мм. Тут сила гідродинамічного опору – сила, яка діє на протектор при русі штанг в НКТ, наповнених рідиною (густина - 1000 кг/м^3 , динамічна в'язкість -

Таблиця 3.2

Геометричні та гідродинамічні характеристики протекторів (скребків) для насосних штанг діаметром 22 мм та НКТ 59 мм

Назва	Модель	Довжина, мм	Об'єм * 1000, мм ³	Кількість лопаток	Середня площа тертя, мм ²	Макс. площа поперечного січ., мм ²	Сила гідродинамічного опору, Н	Інтенсивність турбулентності, %
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Проста конструкція		80	98,9	4	5120	1237	5,76	
Ратсо з прямими лопатками		80	87,7	4	4211	1237	4,6	
Ратсо з похилими лопатками		80	80,8	4	3712	1127	3,07	
Капаросс		132	97,6	4	4235	1237	5,08	
Turbulence Breaker™		132	85,4	4	3233	1216	2,6	
Ultraflow™		80	82,1	6	4297	1275	8,79	

Продовження таблиці 3.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9
DoublePlus™		194	137,7	4	5038	860	2,17	
Condor™		124	115,7	2	5588	1097	2,93	
Stealth™		74	147	4	7297	1535	11,25	
Lotus™		90	130,1	-	-	1761	47,3	
Lotus™ з перехресними пазами		90	113,4	-	-	1761	139,3	
Скребок з похилими лопатками		50	63,6	13	2317	1356	6,62	

0,00179 Па·с), з швидкістю 1 м/с; інтенсивність турбулентності – відношення змінної компоненти швидкості потоку до середньої компоненти швидкості на віддалі 25 мм від протектора при тих же умовах:

$$I = u/U = v/V = w/W, \quad (3.8)$$

де u, v, w – змінні компоненти швидкості по осях x, y, z ;

U, V, W – середні компоненти швидкості.

Як видно з таблиці 3.2, протектори для легких умов роботи мають довжину близько 80 мм, на них витрачається $80 \cdot 10^3 - 100 \cdot 10^3$ мм³ матеріалу, сумарна площа тертя складає 3200-4300 мм². Наявність гідродинамічних схилів дозволяє зменшити силу гідродинамічного опору на 20-50%, проте зменшується сумарна площа тертя. Наявність гідродинамічного конуса не зменшує силу гідродинамічного опору, але інтенсивність турбулентності зменшується вдвоє. Протектори для важких умов роботи мають довжину 120-200 мм, на них витрачається $100 \cdot 10^3 - 150 \cdot 10^3$ мм³ матеріалу, сумарна площа тертя - 5000-7300 мм². Конструкція зі зміщеними лопатками дозволяє зменшити силу гідродинамічного опору до 2,2-3 Н, але загальна витрата матеріалу значно зростає. Так, протектори типу CondorTM потрібно встановлювати на штанзі попарно, зміщуючи лопатки на 90°. Площа поперечного січення суттєво впливає на силу гідродинамічного опору. У центраторів типу LotusTM відсутні лопатки, що дозволяє більш ефективно центрувати колону, але при цьому для них характерний значно вищий гідродинамічний опір.

Деколи висока інтенсивність турбулентності за протектором є небажаною. Так, при застосуванні інгібіторів корозії чи інгібіторів відкладання парафіну, інтенсивна турбулентність потоку біля тіла штанги може вимивати їх. Ерозія, руйнування захисних корозійних плівок часто спостерігається за протекторами. Появляються типові паралельні язви і риски [81]. Для чотирьохлопатових протекторів найвища інтенсивність турбулентності біля тіла штанги спостерігається у протектора простої конструкції і протектора РАТСО з прямими лопатками; наявність гідродинамічних конусів (КАНАРОСС), увігнутого профілю канавки (StealthTM) зменшують її. Найнижчий цей показник у протектора Turbulence BreakerTM, завдяки загостреній формі лопаток.

Важливою геометричною характеристикою є залежність площі тертя протектора об НКТ від величини спрацювання лопатки h_{cnp} (рис.3.17). Враховуючи те, що в кінцевий момент спрацювання лопатки ($h_{cnp}=10-15$ мм) на неї діють незначні навантаження і інтенсивність спрацювання мала, а також те, що захист елементів колони при такому спрацюванні неефективний, найбільша площа тертя

повинна бути при $h_{cnp}=0...10$ мм, а при $h_{cnp}=10...15$ мм – мінімальна. З рис. 3.17 видно, що тільки протектор Ultraflow™ частково відповідає цій вимозі.

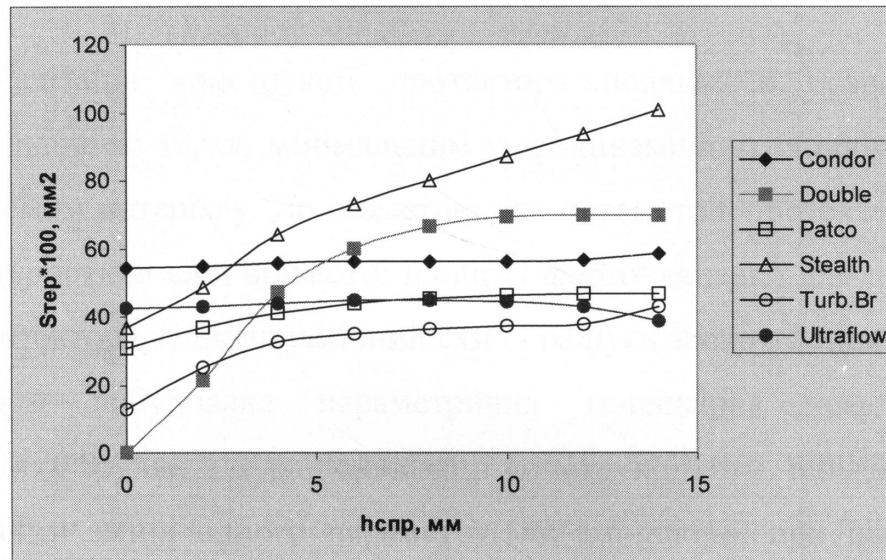


Рис. 3.17 – Залежність сумарної площі тертя від величини спрацювання лопаток протектора для різних протекторів

Протектори для важких умов роботи DoublePlus™ і Stealth™ забезпечують дуже малу площу тертя, при спрацюванні лопатки до 5 мм, що теж не раціонально.

3.6. Принципи проектування і розробка раціональної конструкції протектора-скребка за допомогою параметричної тривимірної моделі

Раціоналізація конструкції протектора полягає в розробці виробу з достатньою площею тертя, мінімальним гідродинамічним опором, турбулентністю потоку і об'ємом матеріалу. До геометричних параметрів протектора, які впливають на ці характеристики слід віднести: площу і форму канавки для протікання рідини, довжину протектора, гідродинамічний схил і радіуси заокруглення лопаток.

Автором побудована параметрична тривимірна комп'ютерна модель протектора, яка зручна для раціоналізації конструкції тим, що дозволяє змінювати модель шляхом зміни одного параметру, не змінюючи, при цьому, інші. Таким чином, можна виявити вплив окремих параметрів (табл. 3.3, рис. 3.18) на характеристики протектора.

Спочатку знаходилась залежність гідродинамічного опору від кожного параметра вихідної моделі протектора. Площа поперечного січення, довжина, гідродинамічний схил і радіуси заокруглень вихідної моделі дорівнюють середнім значенням відповідних параметрів найбільш поширених протекторів для середніх умов роботи: $R=9\text{мм}$, $L=90\text{мм}$, $\alpha=27^\circ$, $R_1=20\text{мм}$, $R_2=3\text{мм}$. Для зменшення гідродинамічного опору і збільшення площі тертя на початковій стадії спрацювання запропоновано виготовляти канавки круглого поперечного січення з радіусом R . Межі допустимих значень параметрів вибирались з умови можливості побудови моделі, відповідно меж параметрів існуючих конструкцій та міркувань наведених вище.

Встановлено, що на гідродинамічний опір протектора суттєво впливає зміна гідродинамічного схилу, радіуса канавки та радіуса заокруглення лопатки (рис. 3.19). Останні два параметра впливають на величину площі поперечного січення протектора, яка, в основному, і визначає величину гідродинамічного опору.

Для визначення залежності площі тертя $S_{тер}$, об'єму V і площі поперечного січення S_{nc} протектора від кожного параметра і величини зносу протектора $h_{спр}$ розроблена комп'ютерна програма на мові VBA (додаток А).

Таблиця 3.3

Опис параметрів моделі, які підлягають раціоналізації

№ п/п	Параметр	Позначення	Об'єкт в тривимірній моделі	Значення	Межі допустимих значень
1	Радіус канавки	R	Cut-Extrude5/Sketch1/радіус кола R	від 7 до 13 мм з кроком 1 мм.	$7 \leq R \leq 13$
2	Довжина	L	Base-Extrude	від 60 мм до 120 мм з кроком 10мм	$60 \leq L \leq 120$
3	Гідродинамічний схил	α	Chamfer1	90°, 27°, 18°, 14°	$\alpha \leq 90^\circ$
4	Радіус заокруглення елементів гідродинамічного схилу	R_1	Fillet4	0, 5, 10, 20мм	-
5	Радіус заокруглення лопатки	R_2	Fillet6	0, 1, 2, 3мм	-

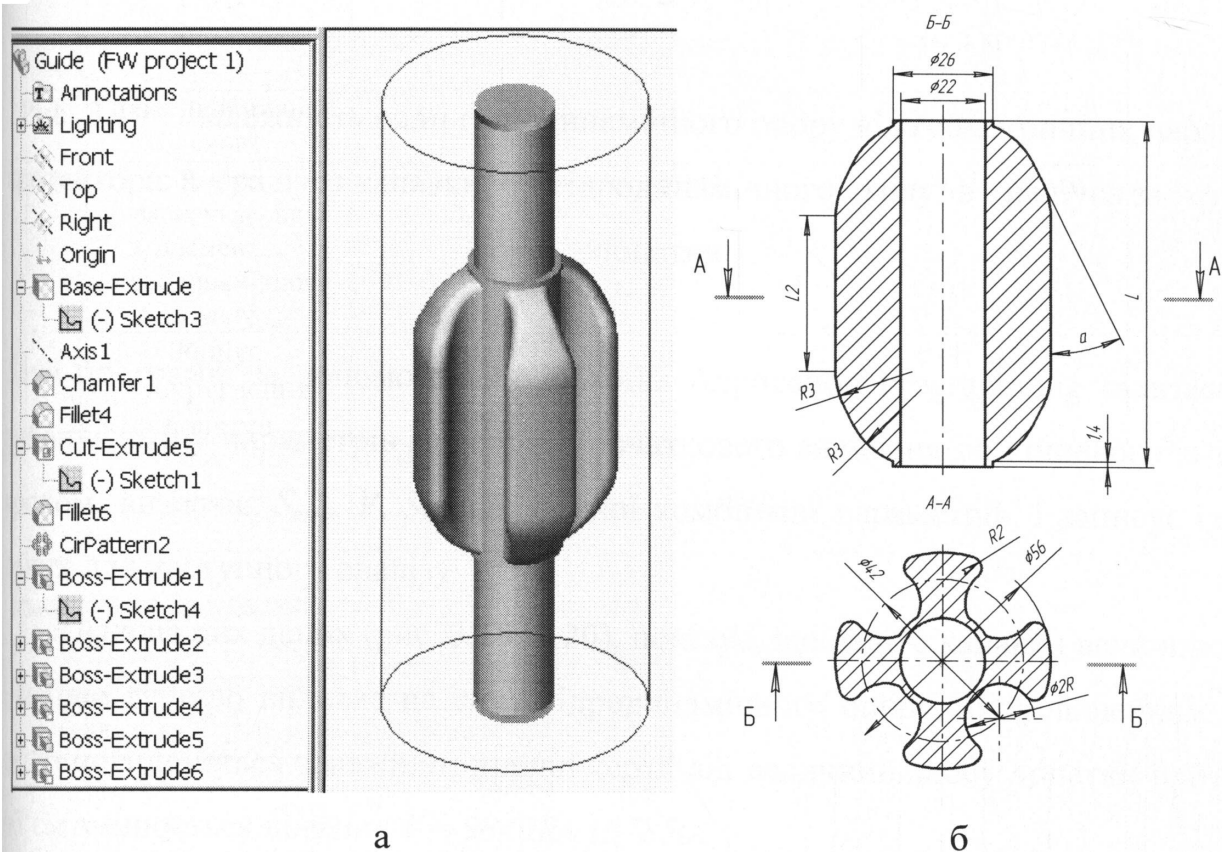
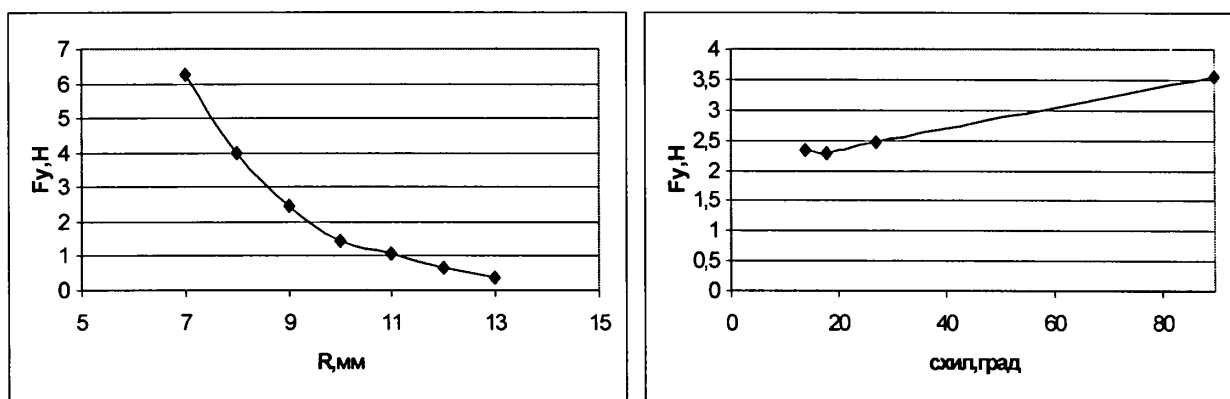
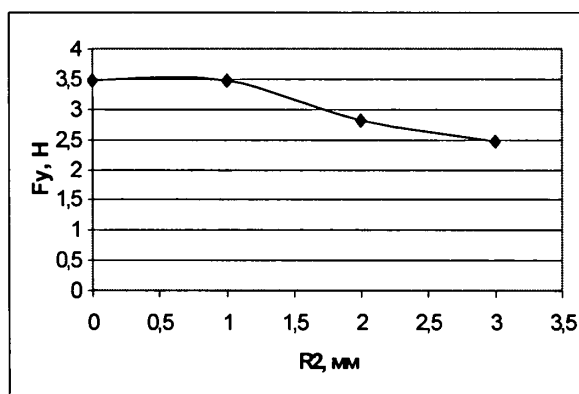


Рис. 3.18 – Дерево параметрів моделі (а) та геометричні параметри (б) протектора



а

б



в

Рис. 3.19 – Залежність сили гідродинамічного опору від геометричних параметрів протектора: а - радіуса канавки; б - гідродинамічного схилу; в - радіуса заокруглення лопатки.

Дана програма, за допомогою SolidWorks Application Programming Interface (API), виконує зміну параметрів моделі від початкового значення до кінцевого із заданим кроком, визначає $S_{тер}$, V , S_{nc} для кожної комбінації параметрів, і записує їх у базу даних для наступного аналізу.

Аналіз цих даних (рис. 3.19, 3.20), показує, що радіус канавки величиною 9 мм і менше суттєво впливає на силу гідродинамічного опору, зі збільшенням радіуса дещо погіршується залежність площі тертя від величини зносу лопатки протектора, об'єм змінюється лінійно: $V = -9840R + 167850$.

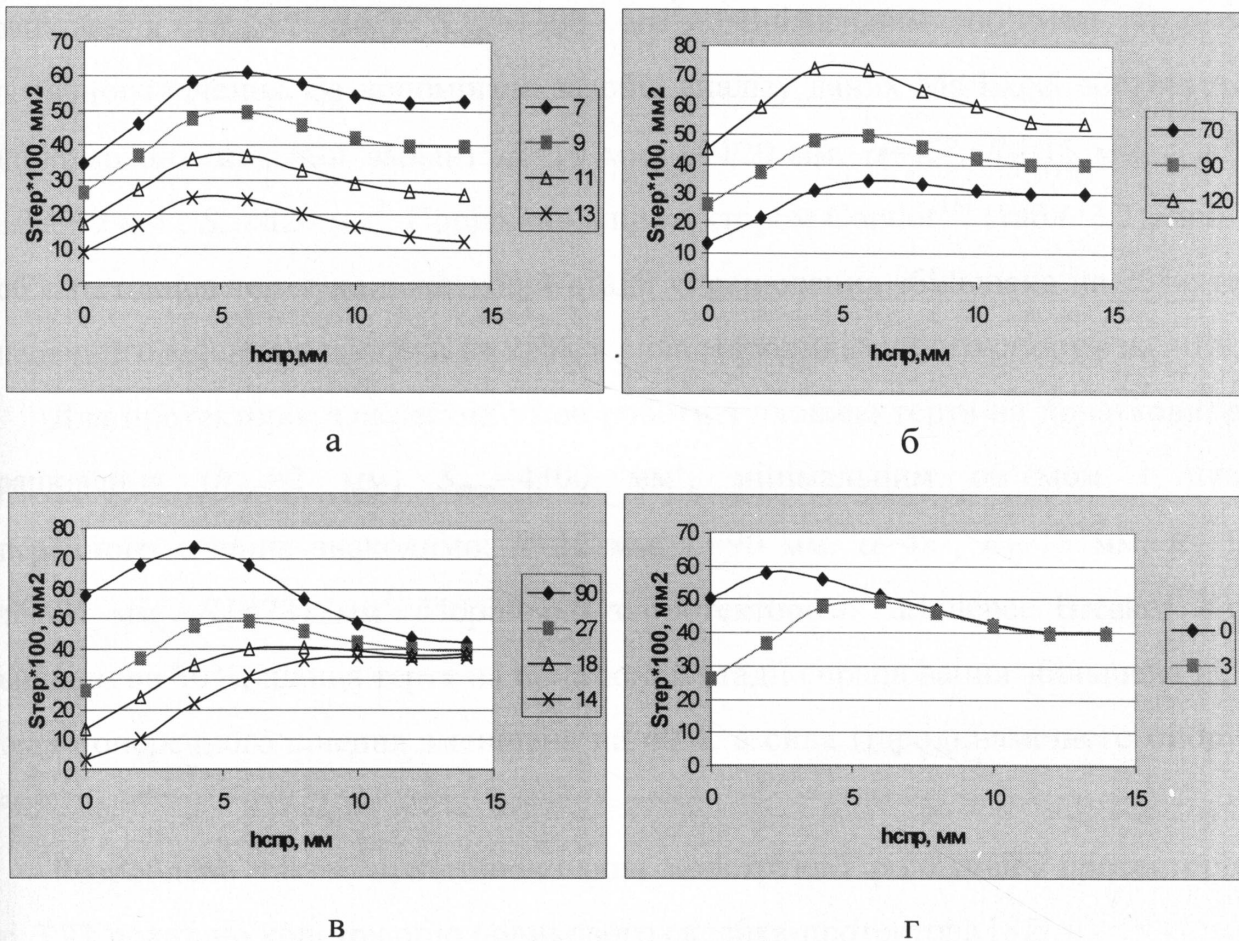


Рис. 3.20 – Залежність сумарної площі тертя від величини зносу лопатки протектора для параметрів: а – радіуса канавки, мм; б - довжини протектора, мм; в - гідродинамічного схилу, град; г - радіуса заокруглення лопатки, мм.

Збільшення довжини протектора не суттєво підвищує гідродинамічний опір, але збільшує площу тертя, об'єм змінюється лінійно: $V=1084L-18668$. Зменшення кута гідродинамічного схилу від 90° до 14° зменшує силу гідродинамічного опору в 1,5 рази, але при цьому суттєво погіршується залежність площі тертя від величини зносу лопатки. Зменшення радіуса заокруглення лопатки до 0..1 мм підвищує силу гідродинамічного опору в 1,5 рази, але покращує залежність площі тертя від величини зносу лопатки. Враховуючи це, кут нахилу гідродинамічного схилу потрібно вибирати максимальним, а радіус заокруглення лопатки - мінімальним, але такими, щоб забезпечити неможливість ударів при русі протектора в НКТ.

Використовуючи отримані результати, можна вибирати необхідні параметри протектора в залежності від умов його роботи. Наприклад, необхідно знайти параметри протектора для важких умов роботи з площею тертя на початковій стадії

спрацювання ($h_{cnp}=2$ мм) $S_{тер}=7300$ мм², мінімальним об'ємом і площею поперечного січення. За допомогою засобів аналізу даних Ms Excel або Ms Access знаходимо оптимальний варіант: $R=10$ мм, $L=120$ мм, $\alpha=45^\circ$, $R_3=15$ мм, $R_2=2$ мм, $V=108599$ мм³, $S_{nc}=820$ мм². Порівняно з протектором Condor™ (табл. 3.2), при тому ж об'ємі, площа тертя на початковій стадії спрацювання збільшена на 23%, площа поперечного січення зменшена на 25%, а сила гідродинамічного опору - на 40%.

Для протекторів для легких умов роботи з площею тертя на початковій стадії спрацювання ($h_{cnp}=2$ мм) $S_{тер}=4300$ мм², мінімальним об'ємом і площею поперечного січення знаходимо: $R=12$ мм, $L=90$ мм, $\alpha=45^\circ$, $R_3=15$ мм, $R_2=1$ мм, $V=59671$ мм³, $S_{nc}=731$ мм². Порівняно з протектором Turbulence Breaker™ об'єм зменшено на 30%, площа тертя на початковій стадії спрацювання збільшена на 46%, площа поперечного січення зменшена на 40%, а сила гідродинамічного опору - на 60%.

Розроблено також принципово нові конструкції роликів протекторів. На рис. 3.21 показано конструкцію роликів скребка-протектора [82].

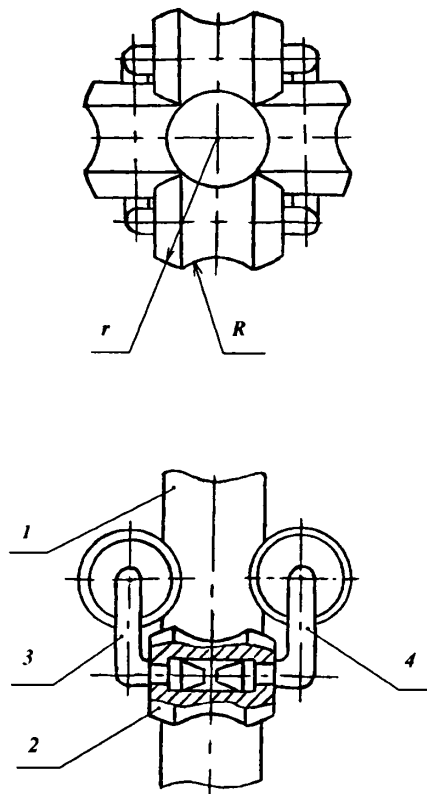


Рис. 3.21 – Конструкція роликів скребка-протектора

Протектор складається з чотирьох роликів 2, закріплених в опорах 3,4 і розміщених на тілі насосної штанги 1, які здатні переміщуватись вздовж насосної штанги, повертаючись навколо своїх осей. Рух протектора вздовж штанги обмежується половиною ходу плунжера насоса за допомогою буртів, які закріплені нерухомо на штанзі. Протектор контактує поверхнею роликів радіусом r з внутрішньою поверхнею НКТ, а поверхнею радіусом R - з поверхнею штанги. В результаті тертя, яке при цьому виникає, протектор переміщується відносно штанги до опорного бурта.

На рисунку 3.22 показано розроблені автором конструкції роликів протектора для захисту муфтового з'єднання від спрацювання [83].

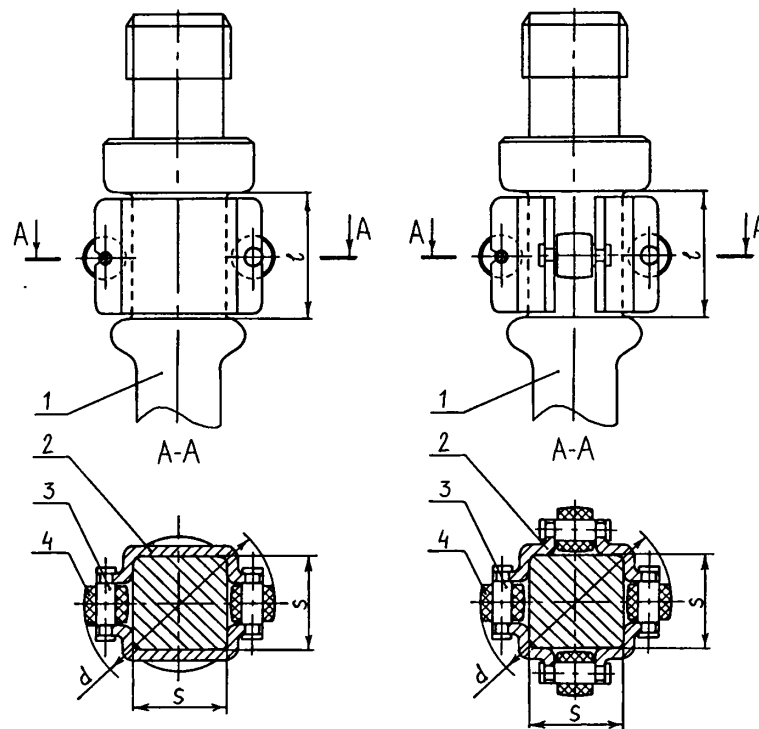


Рис. 3.22 – Конструкції роликів протекторів для захисту муфтового з'єднання від спрацювання

Протектор, змонтований на квадратній частині головки штанги 1, складається з планок 2, які з'єднані між собою валиками 3, на яких розміщуються ролики 4. Установка протектора на квадратній частині головки штанги дозволяє спростити його конструкцію і надійно фіксує від повертання і осьового переміщення.

3.7. Висновки до розділу

Запропоновані принципи проектування елементів обладнання для підвищення ресурсу колони насосних штанг та боротьби з СПУ за допомогою тривимірного параметричного моделювання та МКЕ, що дозволяють автоматизувати проектування і проводити раціоналізацію конструкції.

1. Проаналізовано переваги і недоліки храпових механізмів із зачепленням по торцю колеса. На основі аналізу напружено деформованого стану зуба храпового колеса кожного виду, встановлено, що храпові механізми з круглозубим зачепленням можуть використовуватись для легких умов роботи, а механізми з круглозубим кулачковим та прямозубим шарнірним зачепленням – для важких.

2. Запропоновано принципи проектування, показані основні етапи проектування та розроблено конструкцію храпового штангообертача безперервної дії. За допомогою раціоналізації зуба храпового колеса максимальні напруження згину в ньому зменшено в 1,4 рази.

3.3 метою полегшення розробки раціональних та універсальних конструкцій протекторів розроблено їх класифікацію за призначенням, місцем розташування, технологією монтажу і конструкційними ознаками.

4.3 метою раціонального вибору протекторів для конкретних умов роботи і їх удосконалення проаналізовано конструкції поширених протекторів з точки зору їх опору спрацюванню та гідродинамічних характеристик. Обґрунтовані протектори для легких (об'єм - $80 \cdot 10^3 - 100 \cdot 10^3$ мм³, сумарна площа тертя - 3200-4300 мм²) і важких (об'єм - $100 \cdot 10^3 - 150 \cdot 10^3$ мм³, сумарна площа тертя - 5000-7300 мм²) умов роботи.

5. Запропоновано принципи проектування і розроблено конструкції протекторів для легких та важких умов роботи, які відрізняються від існуючих меншим об'ємом (на 30 %), більшою площею тертя (на 23-46 %), кращими гідродинамічними характеристиками.

РОЗДІЛ 4

Прогнозування і підвищення ресурсу сталевих і склопластикових насосних штанг та їх муфтових різьбових з'єднань

4.1. Дослідження опору статичному і втомному руйнуванню склопластикових насосних штанг

Результати випробувань на статичний розтяг зразків з нової склопластикової штанги показують, що границя пропорційності складає $\sigma_{nu} = 381$ МПа, а границя міцності - $\sigma_e = 514$ МПа (рис. 4.1а). Характер руйнування зразків наступний. В місцях закріплення спостерігається зсув склопластику, а в середній частині - розщеплення волокон. Розриву по тілу не спостерігали. При досягненні напруження порядку 330-350 МПа в місцях закріплення зразка спостерігали розшарування склопластику.

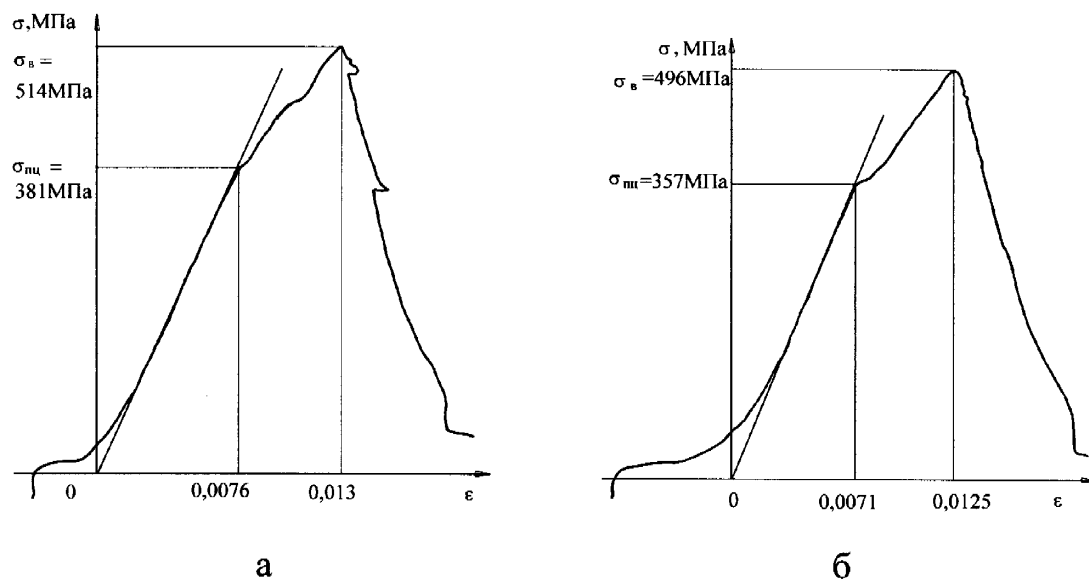


Рис. 4.1 – Діаграма розтягу зразка нової (а) та уживаної (б) склопластикової насосної штанги

При випробуванні уживаних насосних штанг зі склопластику визначено границю пропорційності $\sigma_{nu} = 357$ МПа і границю міцності $\sigma_e = 496$ МПа (рис. 4.1б).

Статичні випробування зразків, вирізаних з тіла штанги, проводили також при консольному згині. При напруженні біля 200 МПа в місці защемлення проявлялись характерні тріщини, що свідчили про початок руйнування композиту.

Випробування на статичний стиск зразків, вирізаних з нових та уживаних склопластикових штанг, дозволили визначити границі міцності при стиску: для нових насосних штанг при стиску вздовж волокон $\sigma_g=443$ МПа (для уживаних - $\sigma_g=410$ МПа), поперек волокон $\sigma_g=169$ МПа (для уживаних - $\sigma_g=153$ МПа).

Особливо небезпечною для склопластикових штанг є їх робота в умовах циклічного згину. Навантаження стиску, які діють на колону штанг, можуть призвести до згину низу колони і викликати згинаючі напруження, найбільші значення яких локалізуються на відстані 200 мм від головки штанги. Найчастіше поломки як сталевих так і склопластикових насосних штанг по тілу відбуваються в цьому місці. В склопластикових штангах, при цьому, відбувається спочатку руйнування полімерного зв'язуючого, а потім обриви окремих волокон. Зруйнований таким чином склопластиковий стержень важко піддається проведенню ловильних робіт. На рис. 4.2 показано типову поломку тіла склопластикової штанги при дії на колону навантажень стиску.

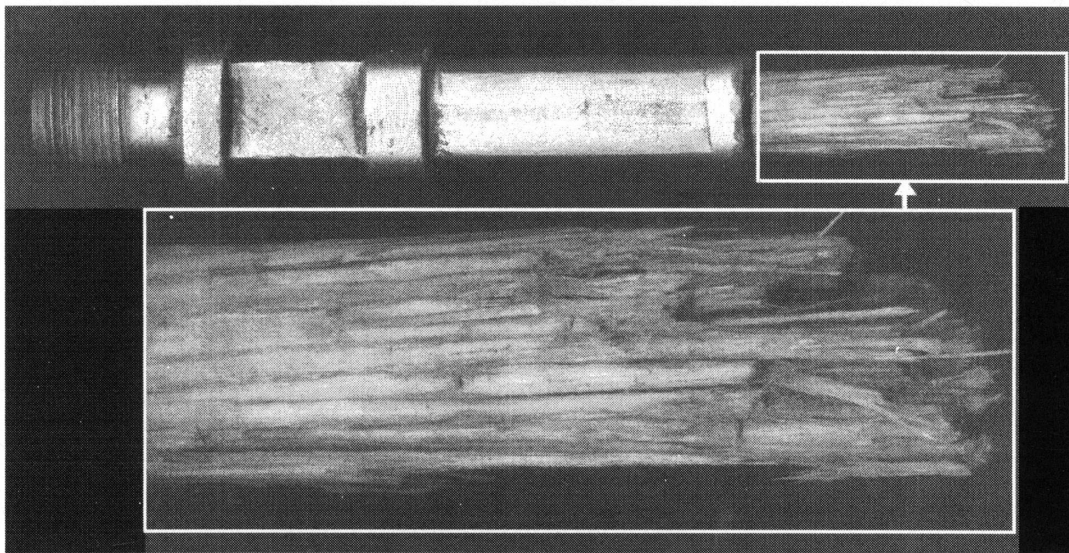


Рис. 4.2 – Типова поломка склопластикової штанги по тілу

Проводились випробування зразків зі склопластикових насосних штанг (звичайної і посиленої конструкції) на опір втомному руйнуванню при круговому згині. Отримано криві втоми і виявлено границі 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 (рис. 4.3). На рис. 4.4 показано вигляд зруйнованих зразків.

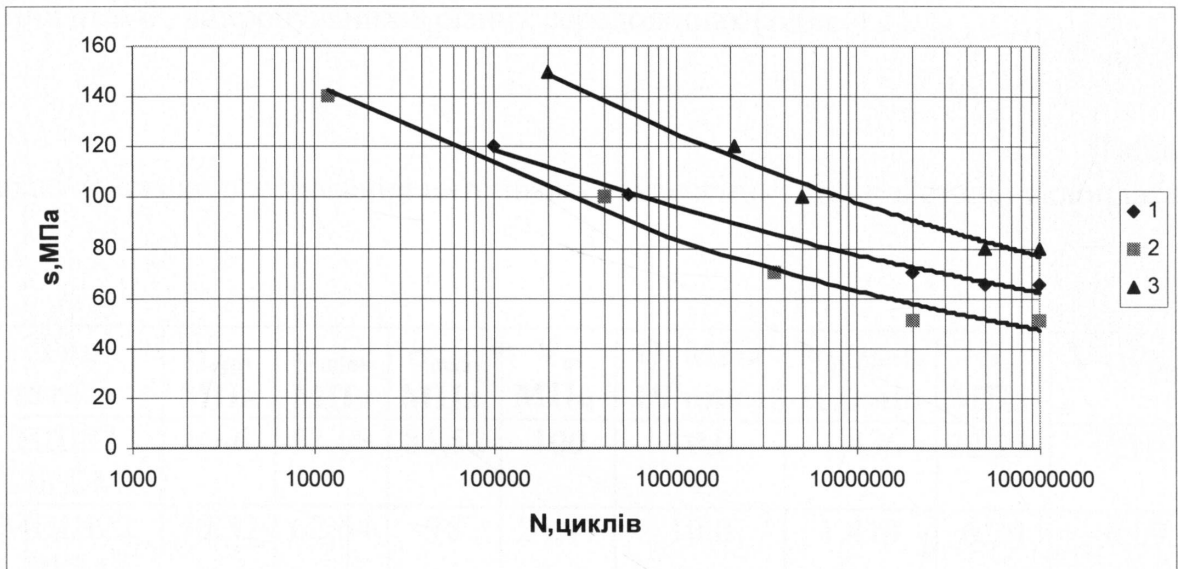


Рис. 4.3 – Діаграми втомної міцності склопластикових насосних штанг при круговому згині: 1- для ПКМ звичайної конструкції в пластовій воді з нафтою, 2 - в мінералізованій пластовій воді, 3 - для ПКМ посиленої конструкції в нафті з 10% НСІ

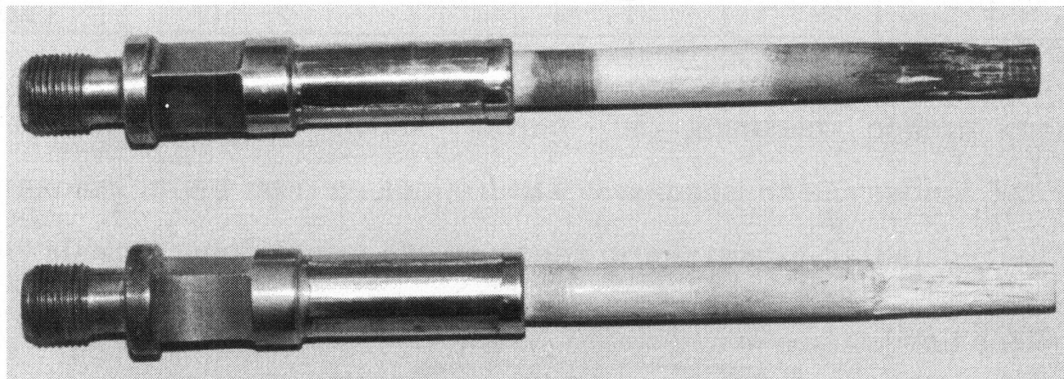


Рис. 4.4 – Вигляд зразків після випробування на втомну міцність при круговому згині

За допомогою трипараметричного рівняння Почтенного Є.К. та методичних рекомендацій МР55-82 [63] розраховані характеристики розсіювання витривалості насосних штанг, випробуваних в різних середовищах (табл. 4.1).

Таблиця 4.1

Характеристики розсіювання витривалості насосних штанг зі сталі і склопластику

Тип штанг	$\sigma_{\text{сер}}$, МПа	σ_{min} , МПа	σ_{max} , МПа	V_0 , МПа	Q, МПа 10^6 цикл	N_6 , млн Циклів	S, МПа	$V=S/\sigma_{\text{сер}}$
НШ22 20Н2М	69,6	53,68	85,52	100	10,0	1,436	22,25	0,319
МПШ22 ПКМ (звичайні) пластова вода з нафтою	70,32	62,64	78	24,47	10,0	1,419	6,79	0,09
МПШ22 ПКМ (звичайні) пластова вода	64,73	50,8	78,62	19,32	10,0	1,545	11,57	0,178
МПШ22 ПКМ (посилені) нафта з 10%НСІ	98,43	80,4	116,47	39,03	10,0	1,016	15,02	0,15

З точки зору зменшення витрат на ловильні роботи при обриві склопластикових штанг по тілу, доцільним є встановлення на глибині, яка відповідає максимуму відмов, запобіжника для насосних штанг (рис. 4.5) [84].

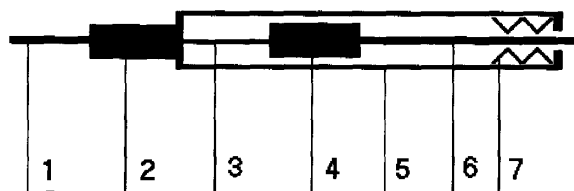


Рис. 4.5 – Схема запобіжника для насосних штанг

Цей пристрій складається із запобіжної сталеві штанги 3 (втомна міцність якої менша міцності сусідніх штанг), вгвинченої в муфти 2 і 4, які з'єднуються зі звичайними штангами 1 і 6. В корпусі 5, з'єданого нерухомо з муфтою 2, розміщується пружина 7. Оскільки в запобіжній штанзі виникають найвищі напруження, то вона руйнується першою, але колона не падає при цьому, а підтримується корпусом запобіжника.

4.2. Дослідження корозійної тріщиностійкості сталевих насосних штанг в умовах СПУ

Для визначення впливу СПУ (на поверхні штанг) на втомну міцність сталі 20Н2М в корозійному середовищі, проводились дослідження корозійної тріщиностійкості плоских зразків з надрізом при заданому характері зміни КІН. На рис. 4.6 показані частини діаграм втомного руйнування сталі 20Н2М на повітрі, в 3% розчині NaCl та в 3% розчині NaCl при існуванні СПУ на поверхні зразка. Помітно, що суцільний шар СПУ товщиною 2 мм надійно захищає тріщину від проникнення до неї корозійного середовища, особливо, при низьких амплітудах навантаження. Це підтверджує факт зменшення корозійно-втомних поломок насосних штанг в парафіністих свердловинах у верхній частині колони, де інтенсивність СПУ максимальна.

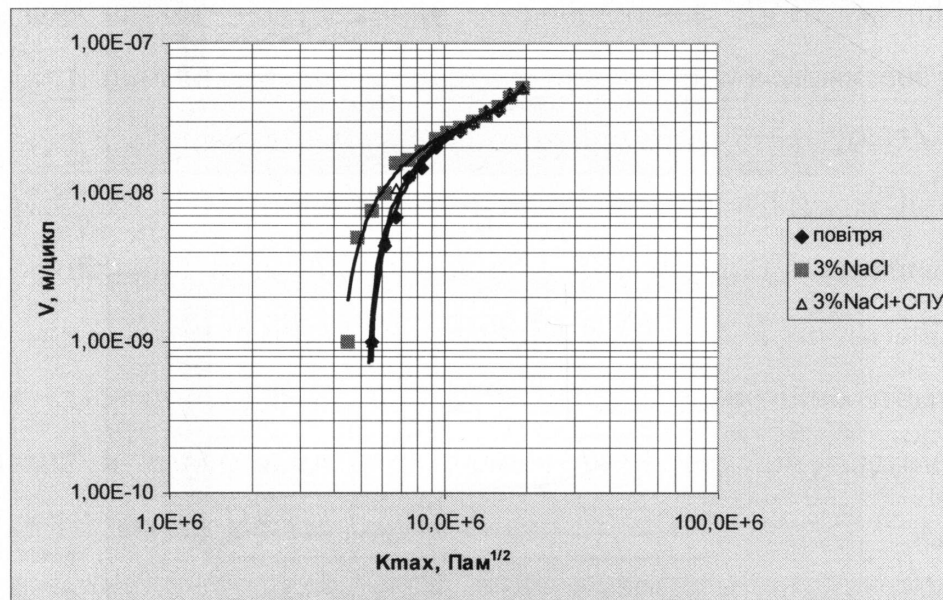
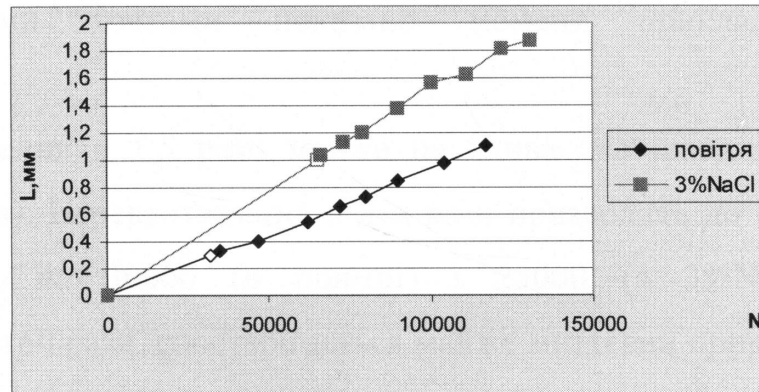
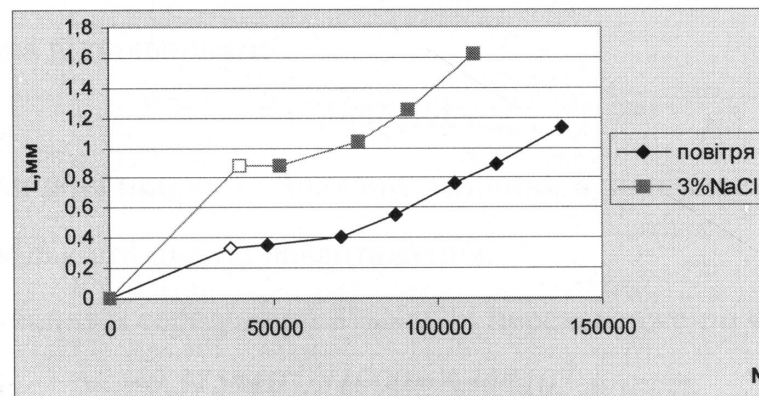


Рис. 4.6 – Діаграми втомного руйнування сталі 20Н2М на повітрі, в 3% розчині NaCl та в 3% розчині NaCl в умовах СПУ

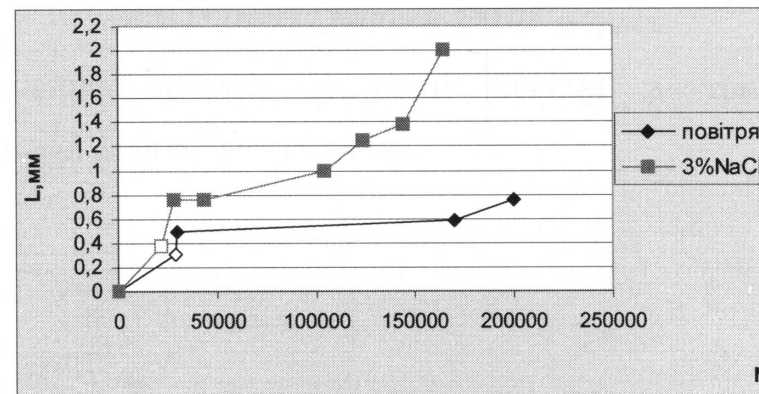
СПУ на поверхнях штанг, при їх підйманні зі свердловини (наприклад, для ліквідації поломки насоса, штанг), призводять до збільшення навантаження на штанги в кілька разів. При цьому, невідомим є вплив такого перевантаження на швидкість росту втомної тріщини в штангах. На рис. 4.7 показані графіки росту



а



б



в

Рис. 4.7 – Графіки росту втомної тріщини в плоских зразках з сталі 20Н2М на повітрі та в 3% розчині NaCl: а – при статичному перевантаженні в 1,5 рази; б – в 2 рази; в – в 3 рази

втомної тріщини в плоских зразках з сталі 20Н2М на повітрі та в 3% розчині NaCl при статичному перевантаженні в 1,5; 2 і 3 рази (L – глибина тріщини, N – кількість циклів). Світлими точками показано момент прикладення статичного перевантаження.

Перевантаження в 1,5 рази майже не впливає на швидкість росту втомної тріщини (рис. 4.7а). Перевантаження в два рази призводить до сповільнення росту втомної тріщини на 30000 (в повітрі) і 25000 (в 3%NaCl) циклів. При перевантаженні в три рази, спостерігається майже миттєвий приріст тріщини на 0,2-0,35 мм після чого швидкість росту тріщини сповільнюється. При випробуванні в повітрі зменшення швидкості суттєве. Ефективність такого пластичного зміцнення може бути виражена відношенням:

$$v_{nl} = \Delta L_{nl} / \Delta N_{nl}, \quad (4.1)$$

де ΔL_{nl} – величина приросту довжини тріщини в зоні пластичного зміцнення і ΔN_{nl} – відповідна кількість циклів навантаження.

Для випробування в середовищі 3%NaCl і перевантаженні в два рази:

$$v_{nl} = 0,375 \cdot 10^{-3} / 51000 = 7,35 \cdot 10^{-9} \text{ м/цикл.}$$

При перевантаженні в три рази:

$$v_{nl} = 1 \cdot 10^{-3} / 122000 = 8,2 \cdot 10^{-9} \text{ м/цикл.}$$

Отже, зміцнення деталей зі сталі 20Н2М з тріщиною статичним перевантаженням в два рази більш ефективно.

4.3. Підвищення міцності з'єднання склопластикового тіла насосної штанги зі сталеву головою

Для оцінки напруженого стану клиново-клеєвого з'єднання для штанги діаметром 22 мм було побудовано його кінцево-елементну модель. Сталева головка (рис. 4.8) має такі механічні характеристики: модуль пружності $E=2,1 \cdot 10^{11}$ Па, коефіцієнт Пуассона $\nu=0,28$; склопластикове тіло: модуль пружності в осьовому напрямку $E_y=0,5 \cdot 10^{11}$ Па, в радіальному напрямку $E_x=0,1 \cdot 10^{11}$ Па, $\nu_{xy}=0,22$; полімерні клини: $E=3,8 \cdot 10^9$ Па, $\nu=0,33$.

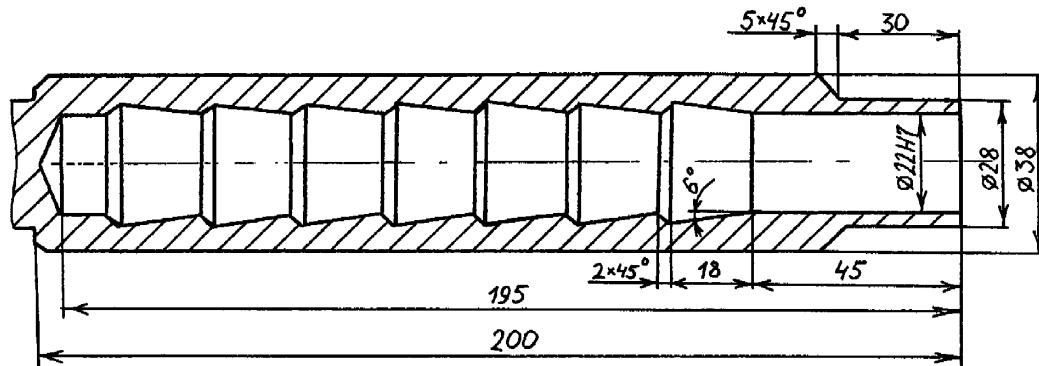


Рис. 4.8 – Конструкція головки насосної штанги для клиново-клеєвого з'єднання

При прикладенні до клиново-клеєвого з'єднання штанги діаметром 22 мм зовнішнього навантаження розтягу, яке відповідає напруженню в тілі штанги 500 МПа, помітно, що найбільш навантаженими є перший і останній клин з'єднання (рис. 4.9а). Контактний тиск тут досягає 96 МПа, що може призвести до руйнування полімерних клинів.

Найбільша величина ковзання в області контакту з головою спостерігається біля першого клину (рис. 4.9б). Якщо міцність клеєвого з'єднання при зсуві складає 20 МПа, то можливе руйнування адгезійного зв'язку між першим і двома останніми клинами і сталеву головою (рис. 4.9в). Напруження зсуву між склопластиковим стержнем і клинами розподіляються майже рівномірно і дорівнюють 14-28 МПа (рис. 4.9г). Однак, встановлено [53], що адгезія не відіграє важливої ролі в міцності з'єднання. Тому основним критерієм міцності такого з'єднання є міцність самого клину і рівномірність розподілу навантаження між

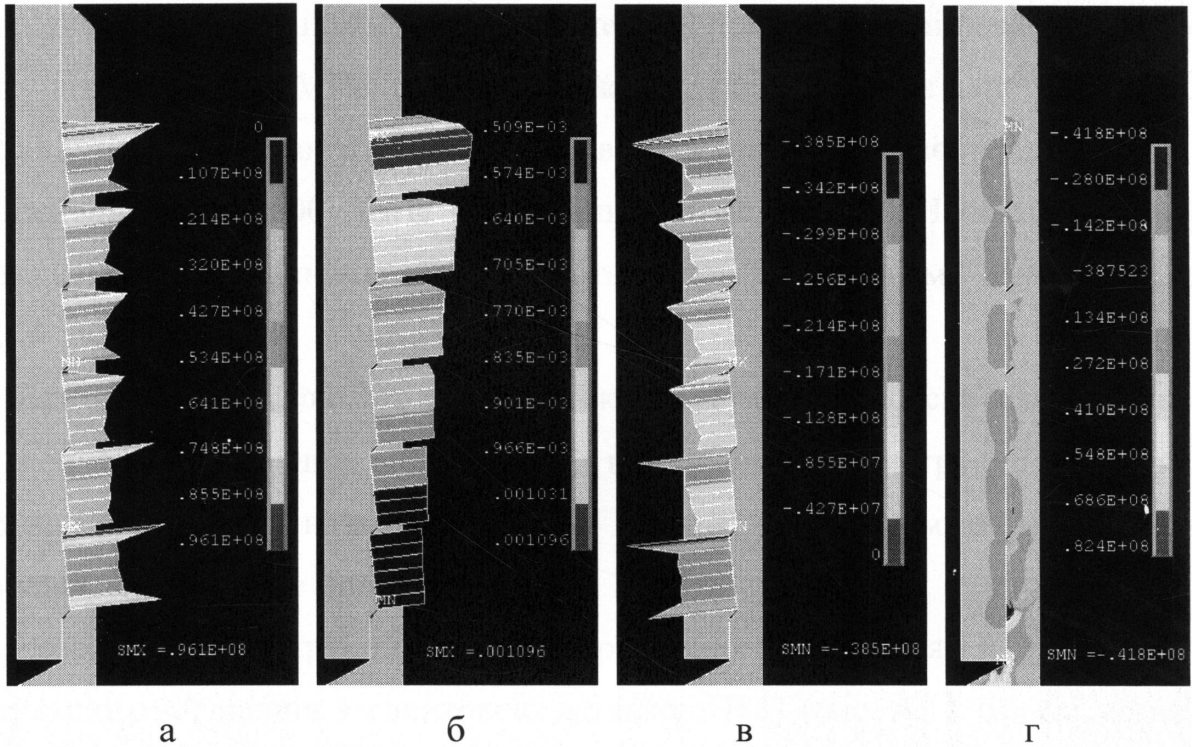


Рис. 4.9 – Характеристики клиново-клейового з'єднання штанги діаметром 22 мм при зовнішньому навантаженні 500 МПа: контактний тиск, МПа (а); величина ковзання, м (б); напруження зсуву, МПа (в) в області контакту головки з клинами; розподіл тангенційних напружень τ_{xy} , МПа (г)

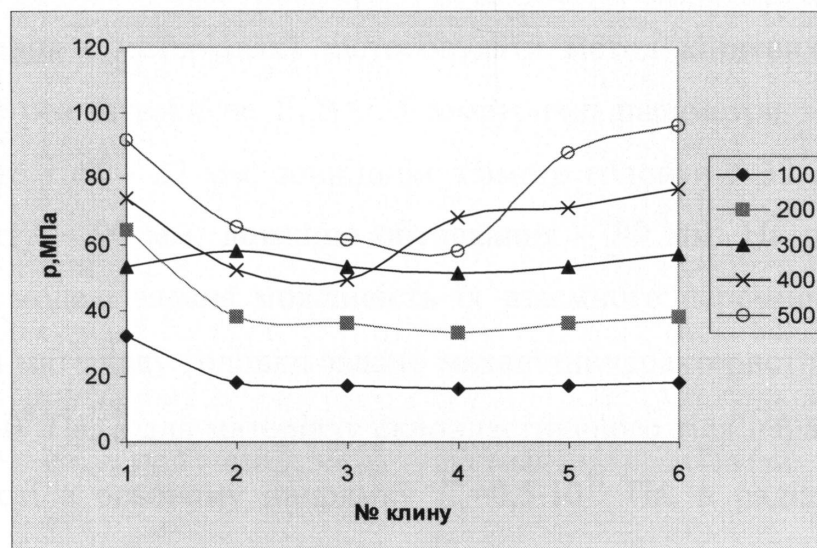


Рис. 4.10 – Максимальне значення контактної тиску в областях контакту головки з клинами при різних значеннях зовнішнього навантаження (МПа)

клинами. Для визначення розподілу навантаження між клинами з'єднання, при різних значеннях зовнішнього навантаження, поступово змінювали напруження розтягу від 100 до 500 МПа. При навантаженні, яке відповідає напруженню розтягу 100-200 МПа в тілі штанги, найбільше навантаження сприймає перший клин, а при навантаженні 400-500 МПа – останній (рис. 4.10). Найбільш рівномірно навантаження між клинами розподіляються при зовнішньому навантаженні 300 МПа.

Враховуючи те, що на практиці склопластикова насосна штанга сприймає напруження розтягу, менші 300 МПа, слід передбачити в конструкції елементи, які б дозволяли зменшити навантаження на перший клин. Цього можна досягти, наприклад, зменшенням його кута.

Розроблено конструкції клинового роз'ємного з'єднання [30,31] (рис. 4.11 а) та роз'ємного з'єднання з гвинтовою вставкою [85] (рис. 4.11 б), які дозволяють повторне використання головки при виходу з ладу тіла штанги.

На даний час розроблена математична модель контактної взаємодії тіла штанги і сталеві головки [55], яка дозволяє дослідити розподіл контактних напружень залежно від механічних та геометричних властивостей пресового з'єднання. Проте для практичного використання модель досить складна. Автором запропоновано для знаходження оптимального зусилля обтискання (при відомій геометрії з'єднання і матеріалах) застосовувати метод кінцевих елементів, який порівняно легко реалізувати на ЕОМ. Геометричні параметри з'єднання: діаметр склопластикового тіла – 22 мм, зовнішній діаметр головки – 32 мм (рис. 2.1, 2.2), довжина контакту – 90 мм, довжина обтискання – 80 мм. На поверхні контакту осесиметричної моделі задана можливість їх взаємного переміщення і коефіцієнт тертя $f_T=0,1$, для матеріалу головки задано механічні характеристики $E=2,1 \cdot 10^{11}$ Па, $\nu=0,28$, $\sigma_m=4,2 \cdot 10^8$ Па, а для матеріалу склопластикового тіла параметри ортотропії: модуль пружності в осьовому напрямку $E_y=0,5 \cdot 10^{11}$ Па, в радіальному напрямку $E_x=0,1 \cdot 10^{11}$ Па, $\nu_{xy}=0,22$. Для знаходження параметрів контактної взаємодії, які визначають міцність з'єднання при різних зусиллях обтискання і різних рівнях осьового навантаження, застосовувався наступний алгоритм (рис. 4.12).

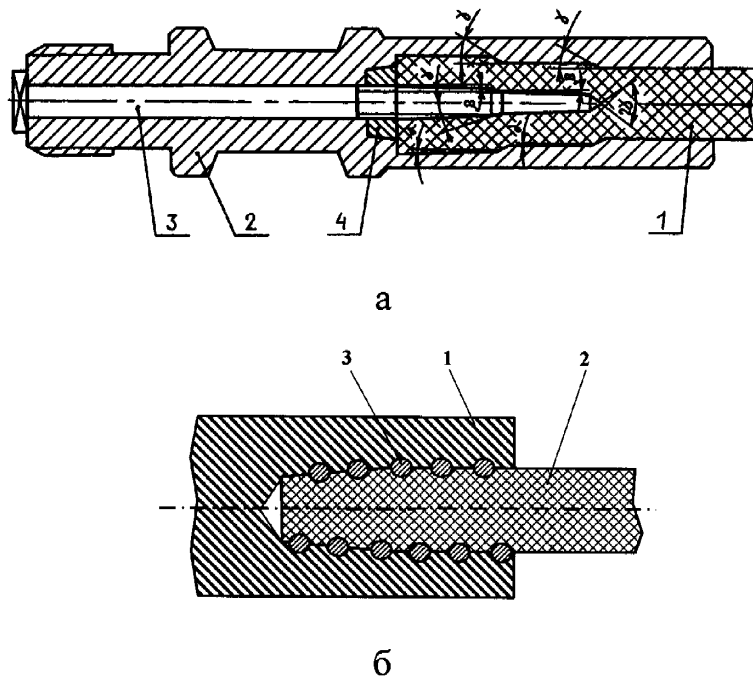


Рис. 4.11 – Конструкції клинового роз'ємного з'єднання (а)
та з гвинтовою вставкою (б)

Спочатку задавали на поверхні бандажу тиск обтискання P . Якщо тиск обтискання викликає напруження в тілі склопластикового стержня σ_x менші границі текучості $\sigma_{xт}$, задавали значення зовнішнього навантаження розтягу F . Якщо F менше критичного $F_{кр}$ (визначеного за діаграмою розтягу з'єднання), збільшували його на крок ΔF , поки F не досягне значення $F_{кр}$. Збільшували P на крок ΔP , поки не буде знайдено оптимальне зусилля обтискання.

На рис. 4.13 показано розподіл контактного тиску в з'єднанні при обтисканні (а) і після нього (б) та зусиллях обтискання: 100, 200, 300, 400, 500, 600 МПа відповідно.

Максимальне навантаження розтягу – 500МПа, при умові $\sigma_x < \sigma_{xт}$, досягнуто при обтиску сталеві головки зусиллям 400МПа. Слід зауважити, що на практиці обтискання здійснюється не рівномірно, а з 6-8 сторін сталеві головки. Тому, з метою перевірки відповідності моделі реальному з'єднанню, було виготовлено натурний зразок з'єднання штанги діаметром 22 мм і зменшену його модель діаметром склопластикового стержня 9 мм та випробувано на статичний розтяг.

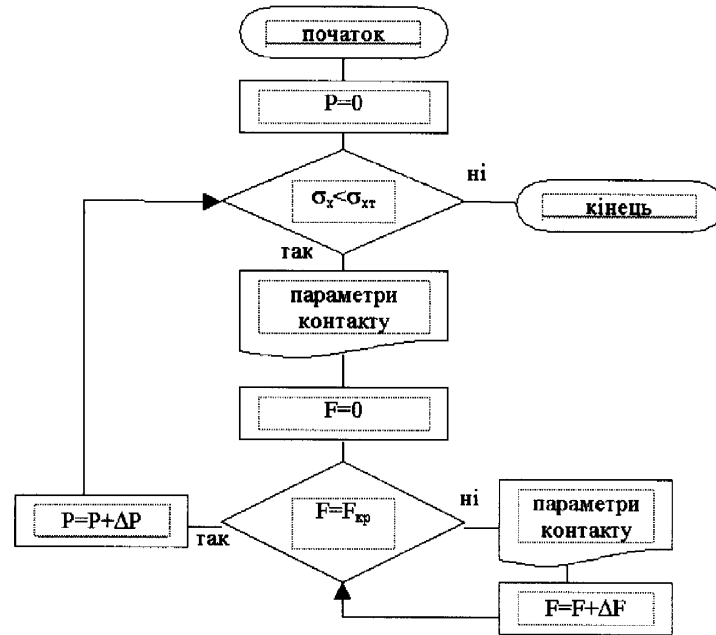
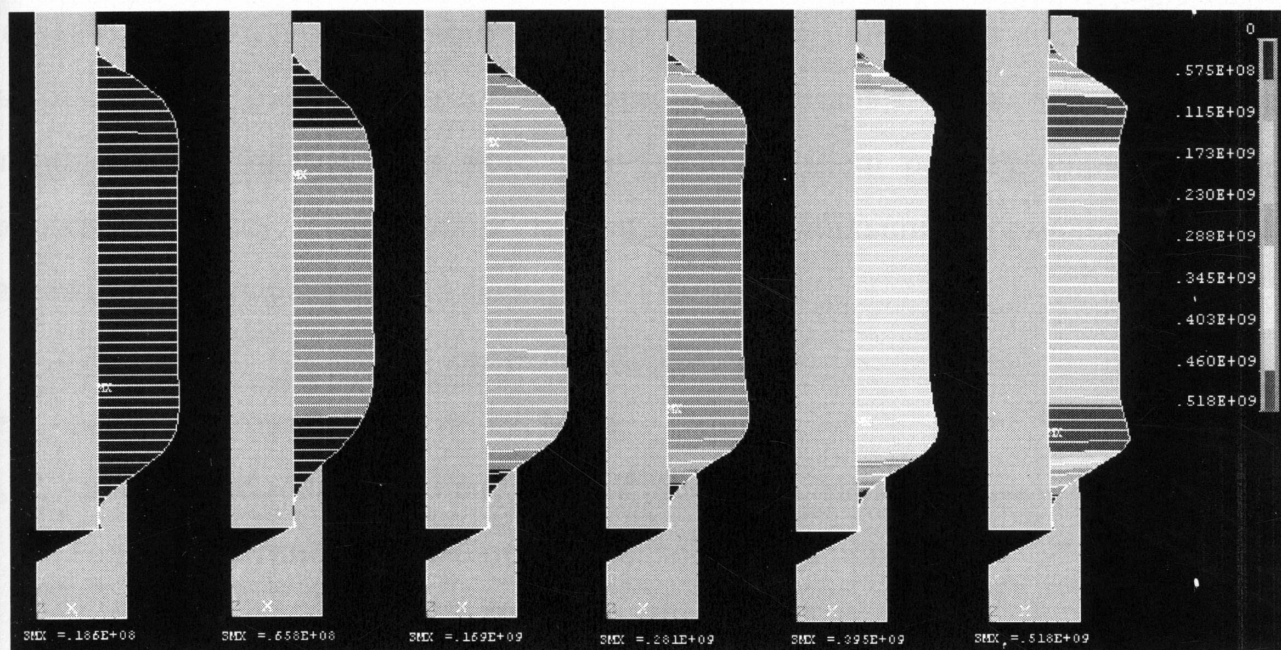
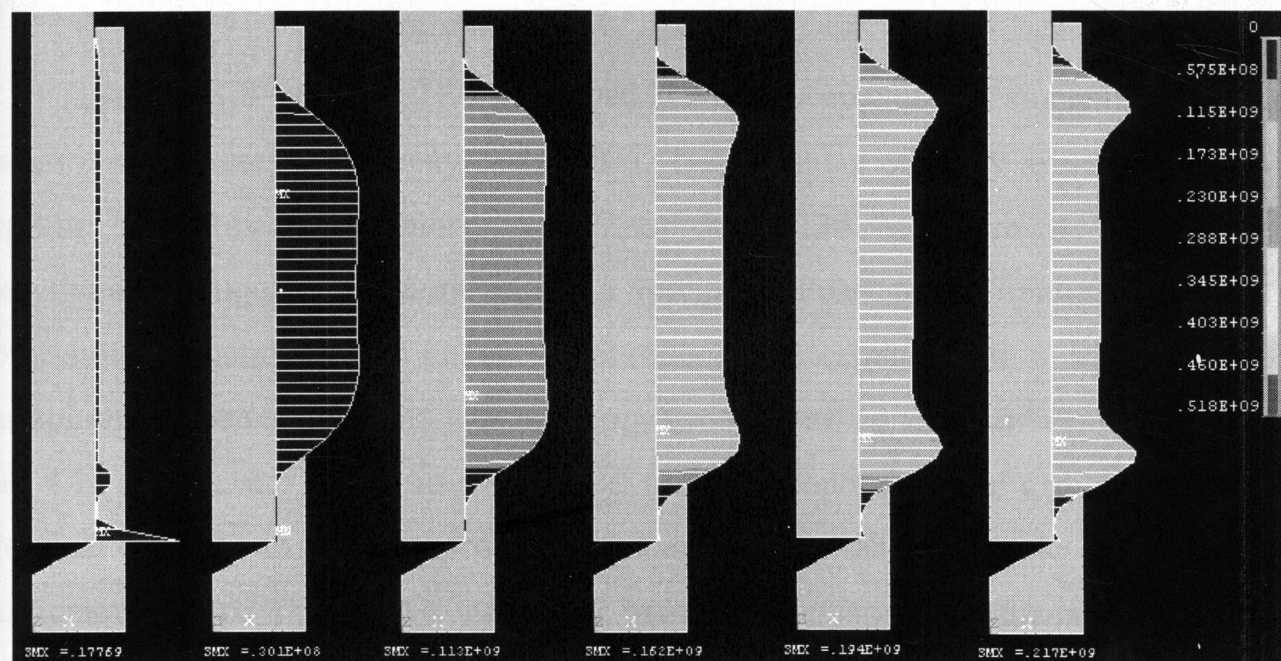


Рис. 4.12 - Схема алгоритму оптимізації зусилля обтискання: P – тиск обтискання; ΔP – крок зміни тиску обтискання; F – зовнішнє осьове навантаження; ΔF – крок зміни осьового навантаження; $F_{кр}$ – критичне значення зовнішнього осьового навантаження; σ_x , $\sigma_{хт}$ – напруження і границя текучості в радіальному напрямку склопластикового стержня

При обтиску зусиллям 400 МПа натурний зразок витримав максимальне навантаження розтягу 365 МПа, а зразок з діаметром стержня 9 мм – 340 МПа. Після огляду вирваного з головки склопластикового стержня виявлено на поверхні тонкий шар розтрісканого матеріалу, наявність якого і спричинила суттєве зменшення міцності порівняно з моделлю. Припускаючи, що цей шар міг утворитись ще при обтисканні сталевго бандажу, запропоновано деякі зміни в технології з'єднання. З рис. 4.13 видно, що контактні напруження при обтисканні зусиллям 400 МПа досягають 288 МПа, а після обтискання зменшуються до 173 МПа. Якщо перед початком обтискання нагрівати склопластиковий стержень, зменшуючи тим самим його модуль пружності, то можна запобігти розтріскуванню поверхневого шару. Додаткове застосування клею в з'єднанні дозволить зміцнити поверхневий шар. Міцність виготовлених з такими змінами в технології з'єднань збільшилась до 480 МПа (діаметр стержня 22 мм) і 460 МПа (діаметр стержня 9 мм).



а



б

Рис. 4.13 – Розподіл контактної тиску по довжині контакту в момент обтискання (а) і після обтискання (б) при тиску обтискання 100, 200, 300, 400, 500, 600 МПа відповідно

Проводились дослідження з'єднання штанг, які відпрацювали в свердловинних умовах два роки. Для наближеного визначення контактного тиску в з'єднанні, головка в області контакту була розрізана поперек на шість частин. Після цього сталевий бандаж кожної частини різали вздовж. При досягненні певної глибини розрізу відбувалось його руйнування в місці розрізу, спричинене дією контактного тиску. Напруження за критерієм найбільших нормальних напруг в бандажі можна підрахувати за формулою [76]:

$$\sigma_{\theta}=p(R_3^2+R_6^2)/(R_3^2-R_6^2), \quad (4.2)$$

де p – величина контактного тиску, МПа;

R_3, R_6 - відповідно зовнішній і внутрішній радіус сталевого бандажу, мм;

Тоді контактний тиск наближено знаходиться з рівності:

$$\sigma_{\theta}(R-R_6)=\sigma_{\theta}(R_3-R_6), \quad (4.3)$$

де σ_{θ} - границя міцності сталевого бандажу, МПа;

R – радіус надрізу, мм;

$$p=\sigma_{\theta}(R-R_6)(R_3^2-R_6^2)/(R_3-R_6)(R_3^2+R_6^2). \quad (4.4)$$

Для $R_3=31,8$ мм, $R_6=21,4$ мм, $\sigma_{\theta}=620$ МПа і середньому значенні $R=23,4$ мм маємо середнє значення тиску $p=45$ МПа. Так як після обтиску зусиллям 400 МПа середнє значення контактного тиску дорівнює 130 МПа, то це свідчить про зменшення міцності з'єднання майже в три рази. Розглянемо причини цього. При розрізанні з'єднання було виявлено проникнення середовища в місце контакту. Внутрішня поверхня бандажу вкрита зруйнованими волокнами склопластику (на рис. 4.14 а показано темними стрілками) і шаром корозії (світлі стрілки). Поверхня стержня вкрита тонким шаром розтрісканого склопластику (рис. 4.14 б). Колір склопластикового стержня в середній частині з'єднання змінився з жовтого на темно-сірий (рис 4.14 г). В найбільш навантажених при обтисканні місцях (див. рис. 4.13) в стержні виявлені поверхневі неглибокі тріщини (рис. 4.14 в), а вздовж всієї області контакту – кілька тріщин майже по цілому перерізу, які найбільш чітко видно в середній частині з'єднання (на рис. 4.14 в,г показано стрілками). Все це підтверджує необхідність вищевказаної зміни технології з'єднання.

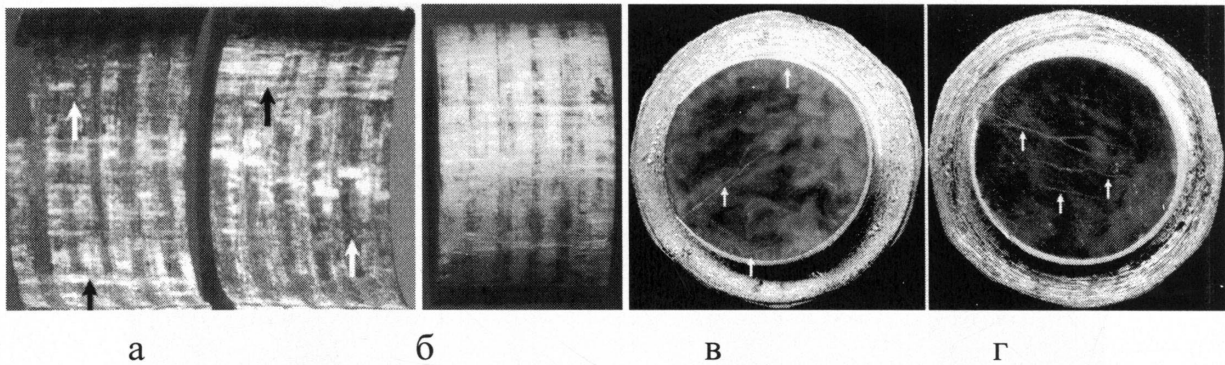


Рис. 4.14 – Вигляд деталей пресового з'єднання після двох років експлуатації: а – внутрішня поверхня головки; б – зовнішня поверхня стержня; в,г – розріз з'єднання (в – початок; г – середня частина)

Підвищення надійності з'єднання можна досягнути при обтисканні сталевій головці формованими штампами. З рис. 4.15а видно, що при збільшенні навантаження розтягу, контактний тиск в верхній частині з'єднання зменшується, що пояснюється звуженням тіла штанги. Якщо тиск обтискання вгору з'єднання збільшити до 450 МПа (рис. 4.15б), то контактний тиск (при $F=500$ МПа) зросте з 115 (рис. 4.15а) до 129 МПа (рис. 4.15г). Суттєвого підвищення міцності при цьому досягти не можливо, але підвищується герметичність з'єднання.

Спосіб пресового з'єднання потребує уважного ставлення до таких параметрів, як границя текучості σ_{xm} і модуль пружності E_x склопластикового стержня. Так, автором експериментально встановлено, що при обтисканні склопластикових стержнів, полімерна складова яких втратила свої початкові характеристики міцності внаслідок тривалої дії середовища і температури, значно зменшується міцність з'єднання. Таке з'єднання, діаметром стержня 9 мм, при обтиску прямими штампами зусиллям 400 МПа не витримує навантаження розтягу більше 270 МПа. Додаткове застосування клею в з'єднанні цього типу не тільки підвищить міцність з'єднання, але й забезпечить неможливість проникнення середовища в місце контакту.

При проектуванні з'єднання такого типу важливо ідентифікувати місця в сталевому бандажі, в яких можливе зародження втомної тріщини. Слід, залишений штампом на поверхні головки, може стати причиною зародження тріщини. На рис. 4.16 показано розподіл коефіцієнту запасу втомної міцності D (4.5) для об'ємного

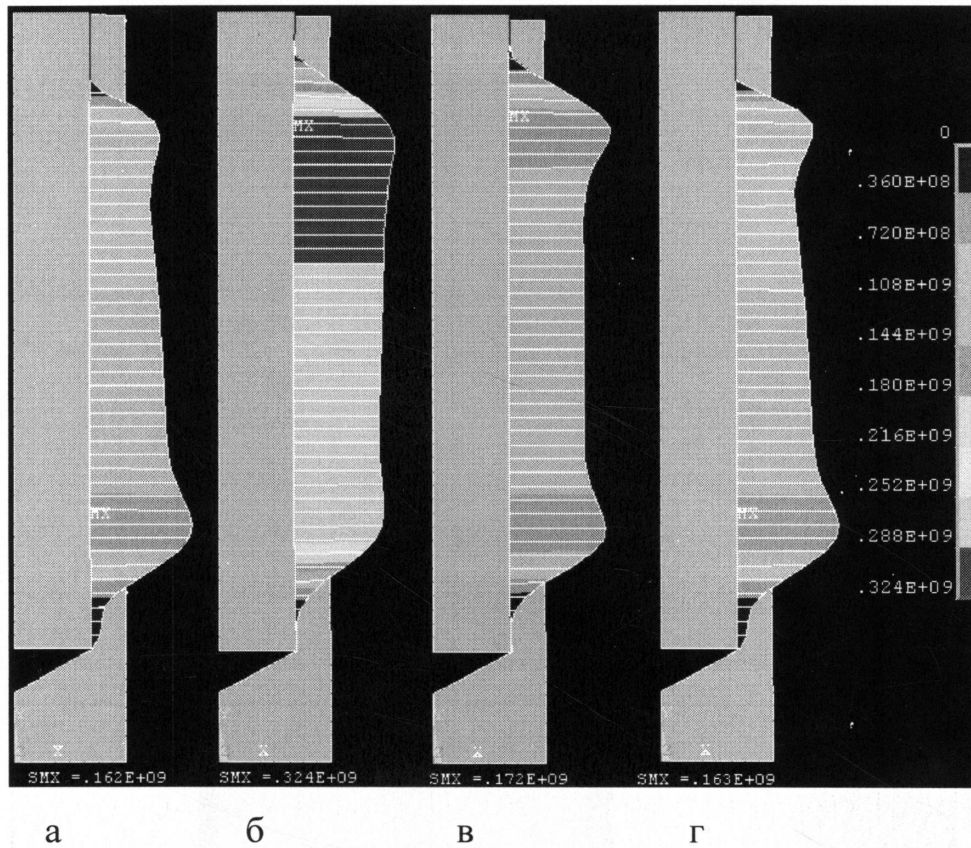


Рис. 4.15 – Розподіл контактної тиску по довжині контакту при обтисканні прямими (а) і похилими (б,в,г) штампами: в момент обтискання (б), після обтискання (в) і в момент досягнення навантаження розтягу 500 МПа (а, г)

напруженого стану при рівномірному обтиску зусиллям 400МПа і зміні осьового навантаження розтягу від 0 до 250 МПа

$$D = \frac{\sigma_N - m \cdot \sigma_m}{\sigma_a} = \frac{207 - \sigma_m}{\sigma_a}, \quad (4.5)$$

де σ_m - середнє нормальне напруження (МПа);

σ_a -амплітуда напружень за критерієм Мізеса (МПа);

σ_N -границя витривалості, $\sigma_N=207$ МПа;

m -коефіцієнт впливу середнього напруження, $m=1$.

Як видно, найбільш небезпечна зона знаходиться близько місця початку контакту штампа з бандажем (показано стрілками). Для зменшення небезпеки утворення тріщин, слід застосовувати штампи зі скругленнями на краях.

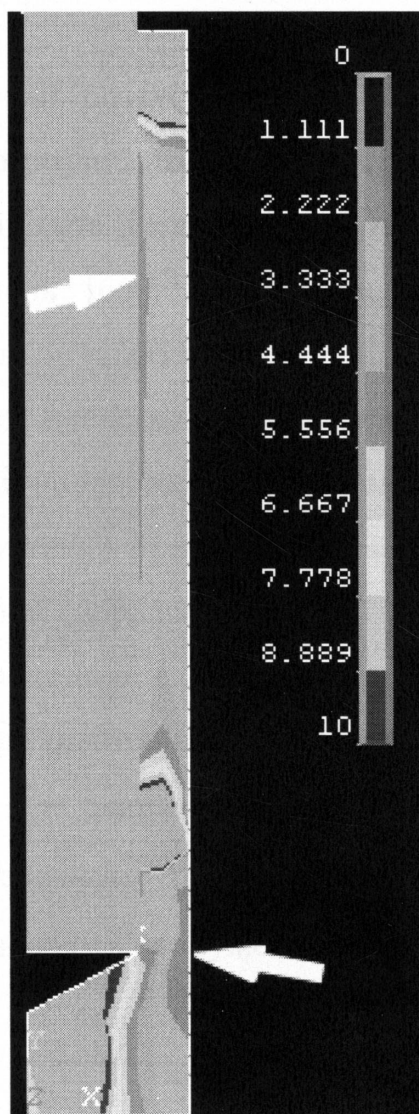


Рис. 4.16 - Розподіл коефіцієнта запасу втомної міцності D при рівномірному обтиску зусиллям 400МПа і зміні осьового навантаження від 0 до 250 МПа

4.4. Прогнозування ресурсу насосних штанг і муфт з втомними тріщинами

При дії навантажень розтягу і згину, в насосних штангах може утворитись сегментна тріщина, яка розвивається в глибину тіла перпендикулярно осі стержня. Для визначення коефіцієнта інтенсивності напружень (КІН) в такому стержні, існують декілька рішень [66,86,87], отриманих різними методами (скінчених елементів, об'ємних сил, по податливості, похідній жорсткості).

Особливий інтерес представляє дослідження впливу обертання колони штанг в процесі її експлуатації на швидкість поширення втомної тріщини. При цьому, цей вплив, в основному, суттєвий при дії на штангу з тріщиною згинаючого моменту, наприклад, в викривленій свердловині.

На рис. 4.17а показано схему для визначення КІН в насосних штангах діаметром D з тріщиною прямолінійного фронту і глибиною a , якщо на штангу діє навантаження розтягу σ та згинаючий момент M в площині $1-1$, розташованій під кутом γ до осі поперечного перерізу штанги. Вважається, що максимальні напруження згину дорівнюють напруженням розтягу ($\sigma_{3z}^{max} = \sigma$).

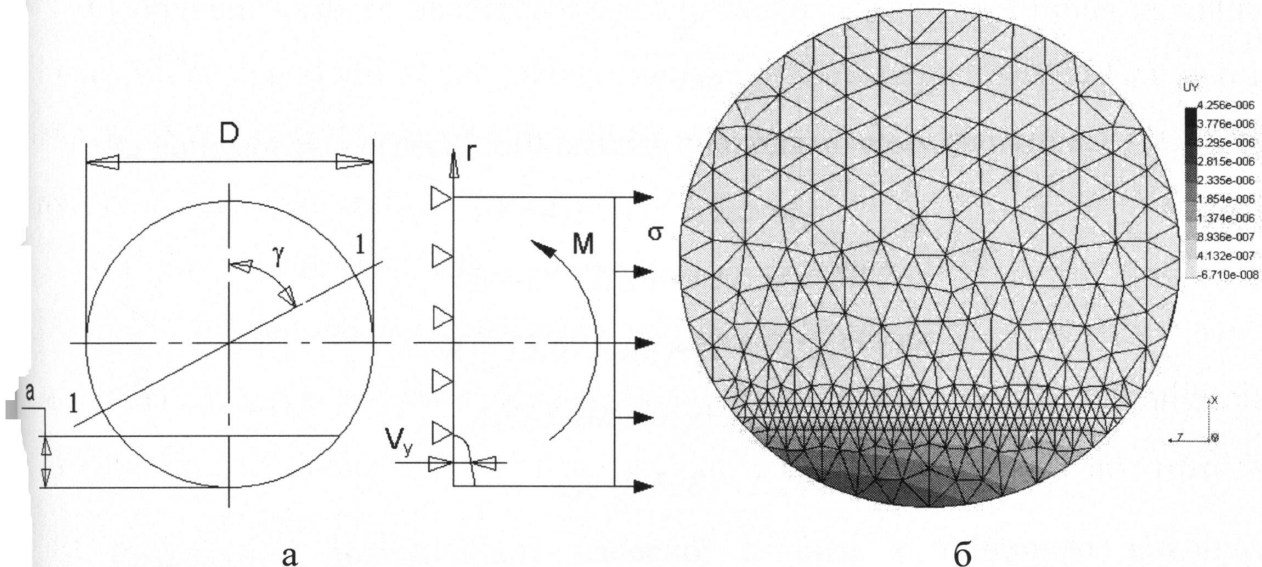


Рис. 4.17 – Схема для визначення КІН в насосних штангах з тріщиною прямолінійного фронту при дії навантажень розтягу і згину (а) та розподіл переміщень V_y (м) кінцево-елементної моделі при $\sigma = \sigma_{3z} = 50$ МПа; $\gamma = 90^\circ$; $a = 4$ мм;

$D = 22$ мм (б)

Значення КІН визначались за допомогою методу кінцевих елементів, використовуючи відому формулу [88]:

$$K = \sqrt{2\pi} \frac{2G}{1+k} \frac{V_y}{\sqrt{r}}, \quad (4.6)$$

де G – модуль зсуву, Па;

V_y - половина величини розкриття тріщини (рис. 4.176), м;

r - віддаль від вістря тріщини до місця заміру V_y , м ($r \rightarrow 0$);

$k=3-4\nu$ - для плоского деформування;

$k=(3-\nu)/(1+\nu)$ - для плоского напруження;

ν - коефіцієнт Пуассона.

Для швидкої зміни значень γ ($0^\circ, 30^\circ, 60^\circ, 90^\circ, 120^\circ, 150^\circ, 180^\circ$) та a (2, 4, 6, 8, 10, 12, 14 мм) застосовувалась тривимірна параметрична модель штанги з тріщиною. Модуль пружності матеріалу $E=2,1 \cdot 10^{11}$ Па, коефіцієнт Пуассона $\nu=0,28$, модуль зсуву $G=7,9 \cdot 10^{10}$ Па.

Після обрахунку значень КІН знаходили відповідні значення поправочної функції Y , яка враховує вплив γ і $\varepsilon=a/D$:

$$Y = \frac{K}{\sigma \sqrt{\pi a}}. \quad (4.7)$$

За допомогою регресійного аналізу знаходимо саму функцію:

$$Y = A_1 \varepsilon^3 - A_2 \varepsilon^2 + A_3 \varepsilon + A_4, \quad (4.8)$$

$$A_1 = 18.525 \sin(\gamma - 11.54) + 50.76,$$

$$A_2 = 13.675 \sin(\gamma - 11.676) + 35.646,$$

$$A_3 = -3.405 \sin(\gamma + 3.688) + 8.93,$$

$$A_4 = -0.528 \gamma + 1.244.$$

Розрахунок довговічності насосної штанги з тріщиною виконували за формулою (1.2). Значення швидкості росту $v(K)$ отримували з залежності (1.1). При розрахунку використовували метод числового інтегрування:

$$N_T = \sum_{a_0}^{a_s} \frac{\Delta a}{v(K)_i}, \quad (4.9)$$

де $v(K)_i$ – середнє значення швидкості росту тріщини,

$$\frac{\Delta a}{v(K)_i} = \frac{\Delta a \cdot n}{v(K_{\gamma=0}) + v(K_{\gamma=30}) + \dots + v(K_{\gamma=180})},$$

n – кількість значень γ .

Отримано криві втоми для насосної штанги діаметром 22 мм з сталі 20Н2М і початковою глибиною тріщини 2 мм, при умові рівності напружень згину напруженням розтягу (рис. 4.18). Середовище – 3%NaCl (параметри діаграми втомного руйнування: $C=9,14 \cdot 10^{-13} \text{ м}/(\text{МПа} \cdot \text{м}^{1/2})^n$, $n=3,6$). Перша крива побудована з умови періодичної зміни значень γ , друга – при $\gamma=0^\circ$ (згинаючий момент діє в площині перпендикулярній фронту тріщини в напрямку збільшення її розкриття); третя – при $\gamma=180^\circ$ (згинаючий момент діє в протилежному напрямку). Помітно, що рівномірне обертання колони може дещо підвищити ресурс штанги з тріщиною при заданих умовах, а повертання штанги на 180° - суттєво підвищує її довговічність.

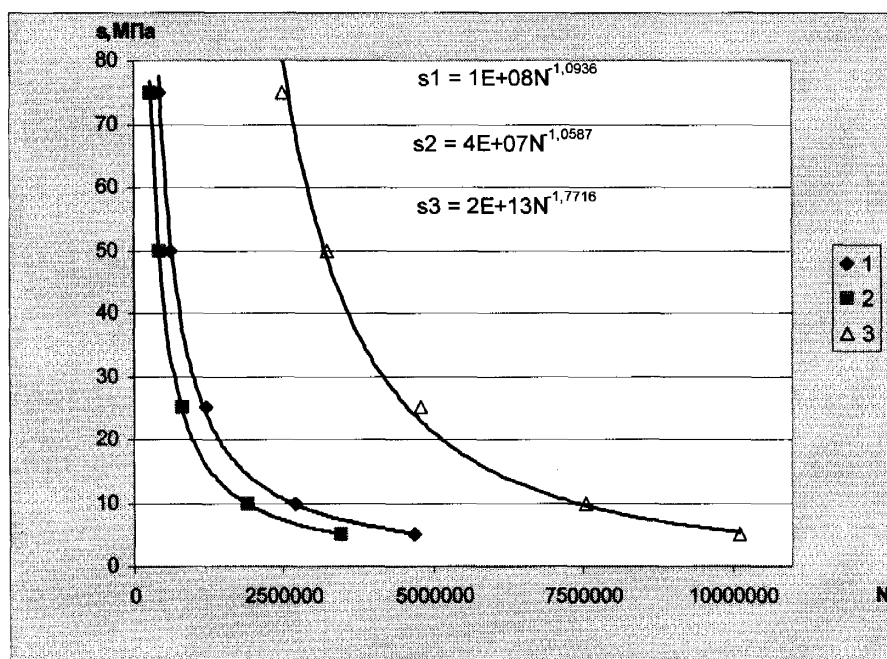


Рис. 4.18 – Криві втоми для насосної штанги діаметром 22 мм (сталь 20Н2М, середовище - 3%NaCl) з початковою глибиною тріщини 2 мм: 1 – при рівномірному обертанні колони ($\gamma \neq const$); 2 - $\gamma=0^\circ$; 3 - $\gamma=180^\circ$

Використовуючи цю ж методику, отримано поправочну функцію Y при дії на штангу навантаження розтягу. Пропонуються два її варіанти у вигляді поліномів другого і третього степеня:

$$Y=16,602\varepsilon^2-6,0987\varepsilon+1,7431; \quad (4.10)$$

$$Y = 28,678\varepsilon^3 - 14,683\varepsilon^2 + 3,6186\varepsilon + 0,9674. \quad (4.11)$$

Друга формула більш точна (величина достовірності апроксимації $R^2=0,9979$), однак, для практичних розрахунків простіша перша ($R^2=0,9879$). На рис. 4.19 показані залежності значень поправочної функції Y від відносної глибини тріщини a/D для циліндричного стержня діаметром D з тріщиною прямолінійного фронту, отримані по формулі (4.10) та згідно джерел [66,86,87]. Як видно, формула (4.10), отримана МСЕ, дає близькі значення Y до значень отриманих іншими методами на проміжку $0,1 < a/D < 0,45$. Менші значення Y , отримані за формулою (4.10), при $a/D > 0,4$ пояснюються застосуванням пружної скінченно-елементної моделі, яка не враховує пластичних деформацій.

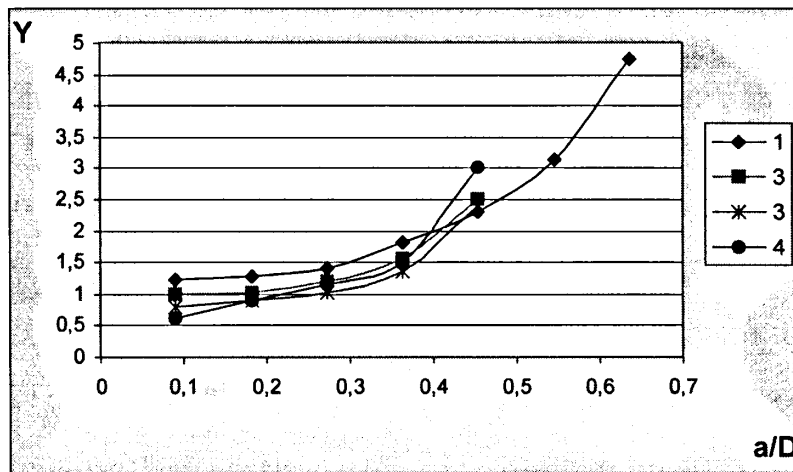


Рис. 4.19 - Залежність значень поправочної функції Y від відносної глибини тріщини a/D для циліндричного стержня діаметром D з тріщиною прямолінійного фронту: 1 – формула (4.10); 2 - джерело [86]; 3 - джерело [87]; 4 - джерело [66]

За допомогою цього ж методу, отримано поправочної функції для наближеного визначення КІН в стандартних штангових муфтах МШ19, МШ22, МШ25 для випадку осьового навантаження розтягу та прямолінійного фронту тріщини:

$$\text{МШ19: } Y = 0,4014a + 0,4253, R^2 = 0,9604 ; \quad (4.12)$$

$$\text{МШ22: } Y = 0,4095a + 0,3038, R^2 = 0,9484 ; \quad (4.13)$$

$$\text{МШ25: } Y = 0,4058a + 0,2576, R^2 = 0,9527 . \quad (4.14)$$

На рис. 4.20 показано залежність значень поправочної функції Y від глибини тріщини та відповідні лінії регресії. Рівняння лінійної регресії дають достатню для

практичних розрахунків точність. Формули (4.12-4.14) правильні для $a \geq 2$ мм. Для знаходження більш точних залежностей, необхідно знайти рівняння лінійної регресії на інтервалах a (0..9), (9..20) і (20..30).

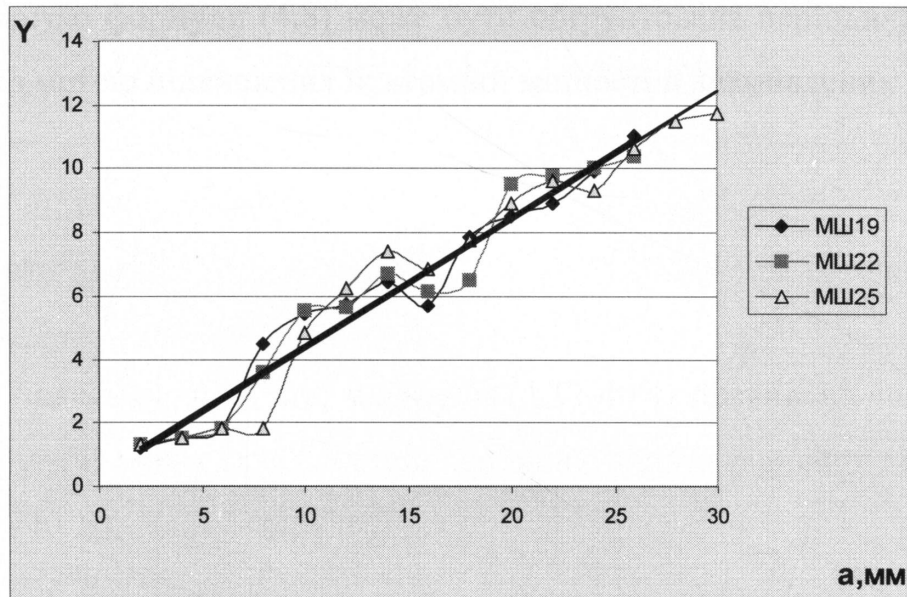


Рис. 4.20 – Залежність значень поправочної функції Y від глибини тріщини для штангових муфт з тріщиною прямолінійного фронту при дії осевого навантаження розтягу

На рис. 4.21 показано криві втоми для муфт штангових (МШ19, МШ22, МШ25) і штанги діаметром 22 мм (ШН22) з тріщиною початкової глибини 2 мм (параметри діаграми втомного руйнування: $C=9,14 \cdot 10^{-13} \text{ м}/(\text{МПа} \cdot \text{м}^{1/2})^n$, $n=3,6$).

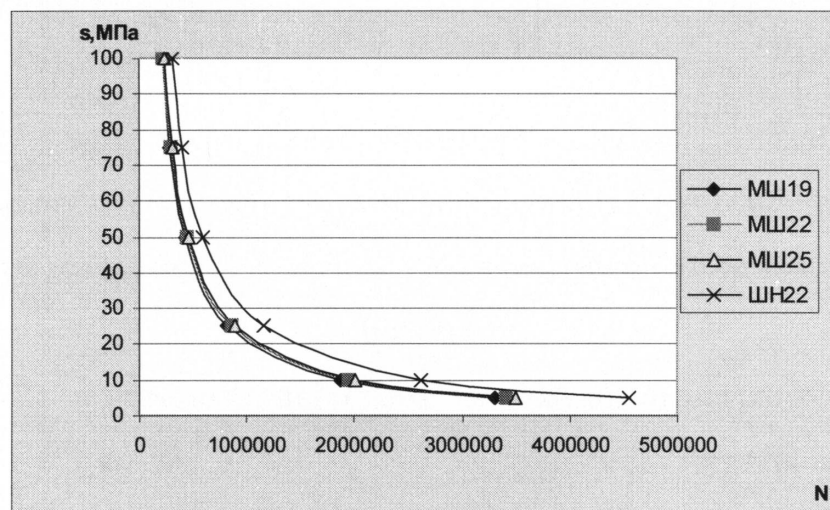


Рис. 4.21 – Криві втоми для муфт штангових (МШ19, МШ22, МШ25) і штанги діаметром 22 мм (ШН22) з тріщиною початкової глибини 2 мм

Отримані результати можуть бути корисними для прогнозування ресурсу штанг і муфт з тріщинами розміром, меншим критичного, виявлених методом неруйнівного контролю, а також для вибору допустимих напружень, які діють на них. За допомогою формули (4.8) може бути обґрунтована періодичність повороту колони штанг з метою підвищення їх втомної міцності в викривлених свердловинах.

4.5. Аналіз напружено-деформованого стану стандартного муфтового різьбового з'єднання насосних штанг за допомогою методу кінцевих елементів

Для виявлення характеру розподілу напружень в муфтовому різьбовому з'єднанні насосних штанг, автором була розроблена комп'ютерна кінцево-елементна осесиметрична модель стандартного муфтового з'єднання штанг діаметром 22 мм (ГОСТ 13877-80). Для розрахунку найбільш небезпечного варіанта з'єднання, розміри моделі різьби ніпеля вибирались мінімально допустимі згідно ГОСТ, а розміри різьби муфти максимально допустимі (рис 4.22б).

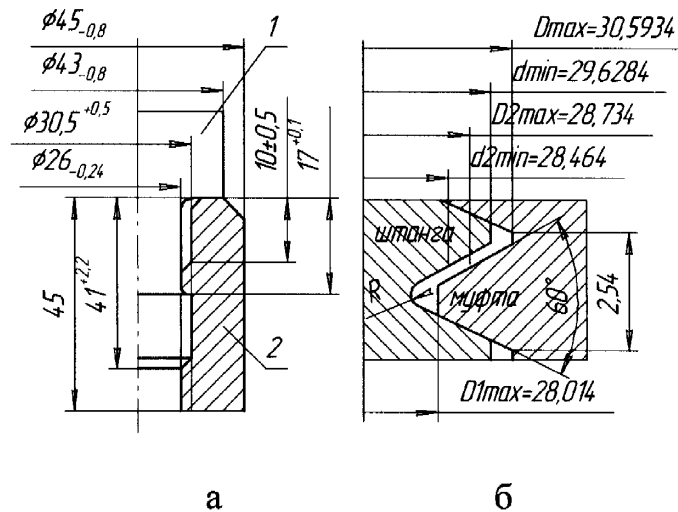


Рис. 4.22 – Муфтове різьбове з'єднання насосних штанг діаметром 22 мм згідно ГОСТ 13877-80 (а) та геометричні параметри різьби (б): 1 - штанга, 2 – муфта.

Матеріал деталей з'єднання – сталь 40 після нормалізації ($E=2.1 \cdot 10^{11}$ Па, $\nu=0.28$, $\sigma_m=420 \cdot 10^6$ Па, $\sigma_s=620 \cdot 10^6$ Па). Розрахунок проводився з врахуванням пластичності матеріалу і тертя між поверхнями контакту. Для моделювання зусилля згвинчування з'єднання, між опорним торцем ніпеля і основною частиною муфти було введено ділянку матеріалу, здатного до термічного розширення в осьовому напрямку на величину d_i , яка дорівнює видовженню ніпеля при згвинчуванні:

$$d_i = \frac{p \cdot d_c}{\pi \cdot D_f}, \quad (4.15)$$

де p – крок різьби, d_c – колове зміщення муфти відносно штанги при згвинчуванні, D_f – діаметр кола на якому фіксується зміщення d_c . Для муфтового з'єднання штанг діаметром 22 мм було прийнято рекомендоване [20] $d_c=7,14$ мм, $d_i=0,14$ мм.

Дослідження напруженого стану на різних рівнях зовнішнього навантаження проводились відповідно методики дослідження муфтового з'єднання насосних штанг по стандарту API, проведеному в національній лабораторії Sandia в США [20]. На модифікованій діаграмі Гудмена (рис. 4.23) для вуглецевої сталі, були визначені три цикли зовнішнього навантаження, які відповідають напруженням розтягу в тілі штанг: перший від -13,8 МПа до 55,2 МПа; другий від 13,8 МПа до 158,6 МПа; третій від 103,4 МПа до 206,8 МПа. Додатково були вибрані максимальні навантаження стиску і розтягу (-34 МПа і 276 МПа) для з'ясування впливу пластичної деформації в з'єднанні.

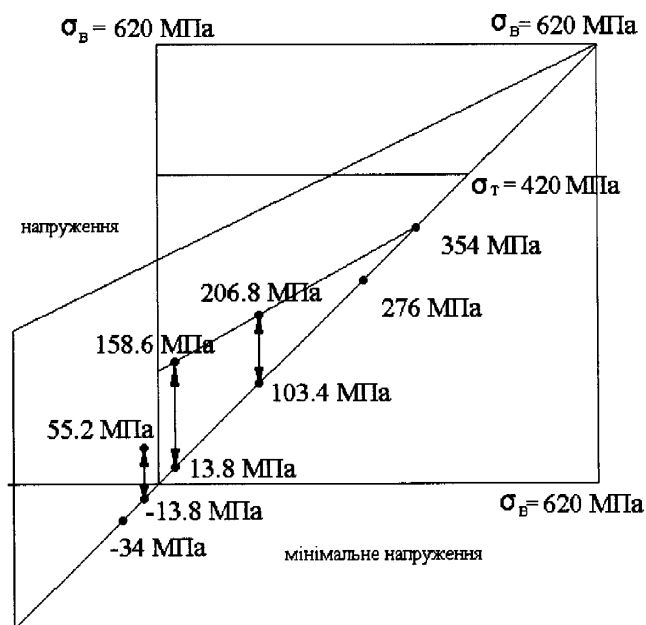


Рис. 4.23 – Модифікована діаграма Гудмена для сталі 40 та вибрані для аналізу цикли зовнішнього навантаження

Видно, що напруження, близькі до границі текучості 389-444 МПа, локалізуються у перших трьох впадинах різьби і зарізьбовій канавці при відсутності зовнішнього навантаження (рис. 4.24). При дії максимального навантаження розтягу вони поширюються по цілому поперечному сеченні штанги, починаючи з зарізьбової канавки до третьої впадини різьби. При дії максимального навантаження стиску (до цього з'єднання було піддане максимальному навантаженню розтягу) високі

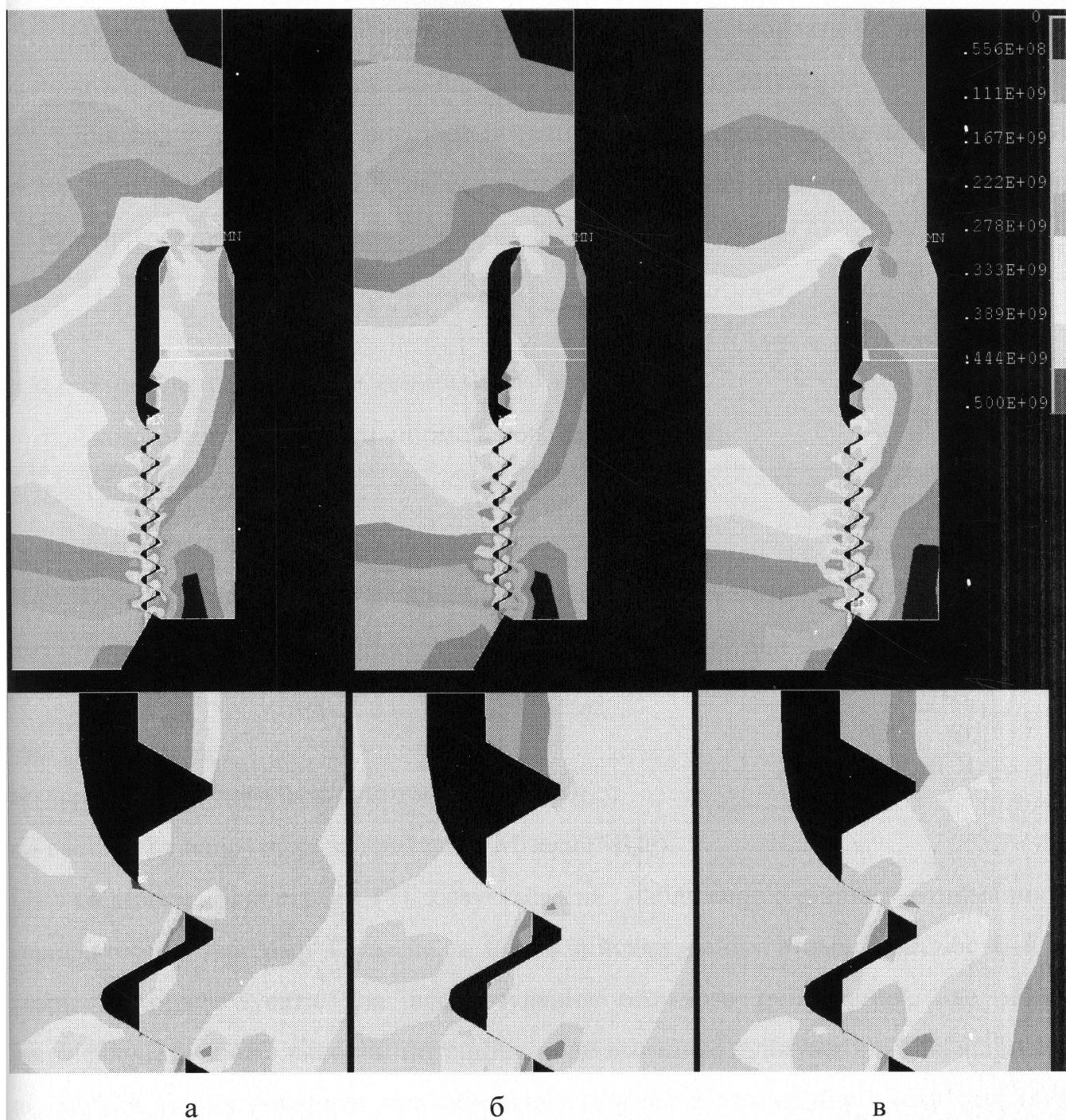


Рис. 4.24 – Розподіл напружень за критерієм Мізеса (Па) в різьбовому з'єднанні штанг діаметром 22 мм при зовнішньому навантаженні: 0 МПа (а), -34 МПа (б), 276 МПа (в)

напруження (близько 350 МПа) виникають в місці контакту упорного бурта штанги з муфтою.

Однак, за розподілом напружень при прикладенні однократного навантаження не можна говорити про стійкість з'єднання до втомного руйнування.

Для визначення зон з високим потенціалом до зародження втомної тріщини застосовувалась методика [20], згідно якої умова втомної міцності, при об'ємному напруженому стані, виражається так:

$$\sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_{a1} - \sigma_{a2})^2 + (\sigma_{a2} - \sigma_{a3})^2 + (\sigma_{a3} - \sigma_{a1})^2]} \leq \sigma_N - m \frac{(\sigma_{m1} + \sigma_{m2} + \sigma_{m3})}{3}, \quad (4.16)$$

де σ_{ai} – компонент амплітуди нормального напруження;

σ_{mi} – компонент середнього нормального напруження;

σ_N – границя витривалості;

m – коефіцієнт впливу середнього напруження.

З врахуванням деяких припущень [20], приймаючи $\sigma_N=207$ МПа, $m=1$, коефіцієнт запасу втомної міцності може бути виражений так:

$$D = \frac{\sigma_N - m \cdot \sigma_m}{\sigma_a} = \frac{207 - \sigma_m}{\sigma_a}, \quad (4.17)$$

де σ_m – середнє нормальне напруження (МПа),

σ_a – амплітуда напружень за критерієм Мізеса (МПа).

Оскільки рівність (4.17) базується на наближених даних, отриманих з модифікованої діаграми Гудмена, а не на дійсних даних втомної міцності, її не можна використовувати для прогнозування втомного руйнування, але можна ідентифікувати зони з високим потенціалом до втомного руйнування. Так, якщо $D < 1$ то можна тільки говорити про обмежену довговічність меншу числа циклів N , якому відповідає σ_N . Критерій D можна використовувати для відносного порівняння різних модернізацій з'єднань.

З рис. 4.25 видно, що найбільш небезпечними зонами, з точки зору втомної міцності, є перехідні радіуси зарізьбової канавки (на рис. 4.25 перший – верхній, другий – нижній), перші дві впадини різьби штанги і дві останні впадини різьби муфти. Статистичні дані [3] підтверджують це, вказуючи, що більшість втомних

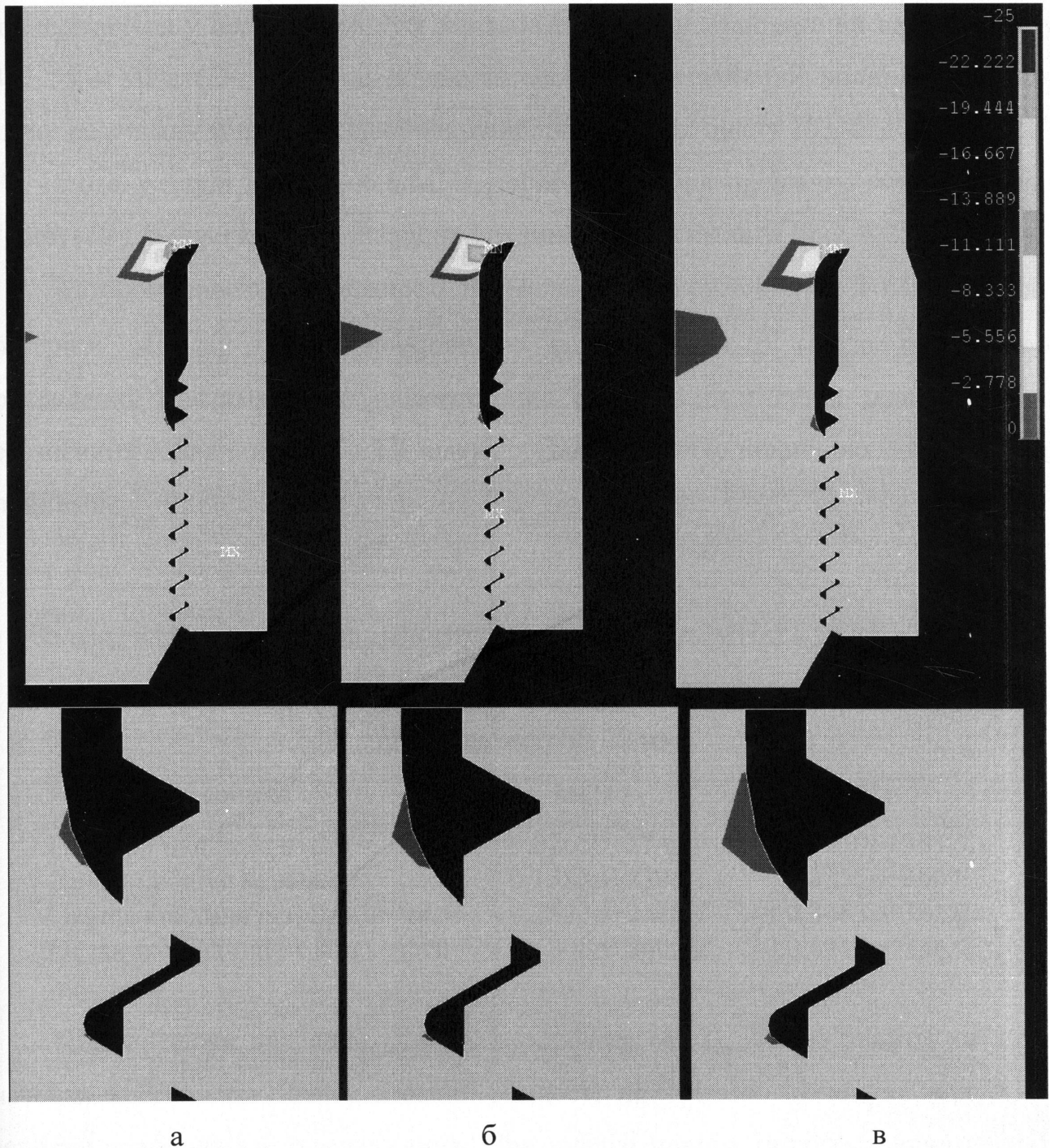


Рис. 4.25 – Розподіл коефіцієнта запасу втомної міцності в різьбовому з'єднанні штанг діаметром 22 мм для циклів зовнішнього навантаження: -13,8...55,2 МПа (а); 13,8...158,6 МПа (б); 103,4...206,8 МПа (в)

руйнувань муфтового з'єднання відбувається в цих місцях. У всіх випадках прикладення циклічного навантаження, найменший запас втомної міцності спостерігається у першому радіусі зарізьбової канавки. Найменший він для циклу - 13,8...55,2 МПа ($D = -25$), що доводить особливо негативний вплив навантажень стиску на втомну міцність з'єднання, найбільший - для циклу 103,4...206,8 МПа ($D = -17$). Проте, у циклі 103,4...206,8 МПа, порівняно з іншими, значно менше значення D у другому радіусі канавки і перших впадинах різьби штанги (рис. 4.25в).

Автором виведені залежності нормального напруження σ_n і напруження за критерієм Мізеса σ_m від зовнішнього навантаження p (після попереднього прикладення максимального навантаження стиску і розтягу) в ідентифікованих небезпечних зонах (табл. 4.2). Ці залежності з незначною похибкою можна вважати лінійними.

Таблиця 4.2

Залежності σ_n і σ_m від зовнішнього навантаження p (МПа) в зонах з високим потенціалом до втомного руйнування стандартного з'єднання штанг діаметром 22 мм.

Небезпечні зони	σ_n , МПа	σ_m , МПа
Перший радіус канавки	$0,0265p+274,29$	$0,1219p+363,33$
Другий радіус канавки	$0,1583p+234,21$	$0,3155p+340,91$
Перша впадина різьби ніпеля	$0,2523p+261,91$	$0,3483p+331,91$
Остання впадина різьби муфти	$0,5808p+240,92$	$0,6712p+236,73$

Підставляючи значення σ_n і σ_m в рівняння (4.17), можна знайти наближені значення коефіцієнта запасу втомної міцності при різних значеннях допустимих амплітуд зовнішнього навантаження. При аналізі нового типу з'єднання спочатку ідентифікуються небезпечні зони з точки зору втомної міцності, потім в них знаходяться залежності $\sigma_n(p)$ і $\sigma_m(p)$, знаходиться залежність $D(p)$ і порівнюється із залежністю $D(p)$ для стандартного з'єднання.

4.6. Аналіз напружено-деформованого стану муфтових різьбових з'єднань для насосних штанг зі зменшеною нерівномірністю навантаження по витках різьби

Аналогічно аналізу стандартного з'єднання проведемо аналіз муфтових з'єднань насосних штанг зі зменшеною нерівномірністю розподілу навантаження по витках різьби. Це з'єднання з муфтою розтягу-стиску (рис. 4.26а), з'єднання з збільшеною довжиною зарізьбової канавки (рис. 4.26б), з'єднання з муфтою з пластичного матеріалу та з'єднання, попередньо піддане пластичній деформації високим зусиллям згвинчування.

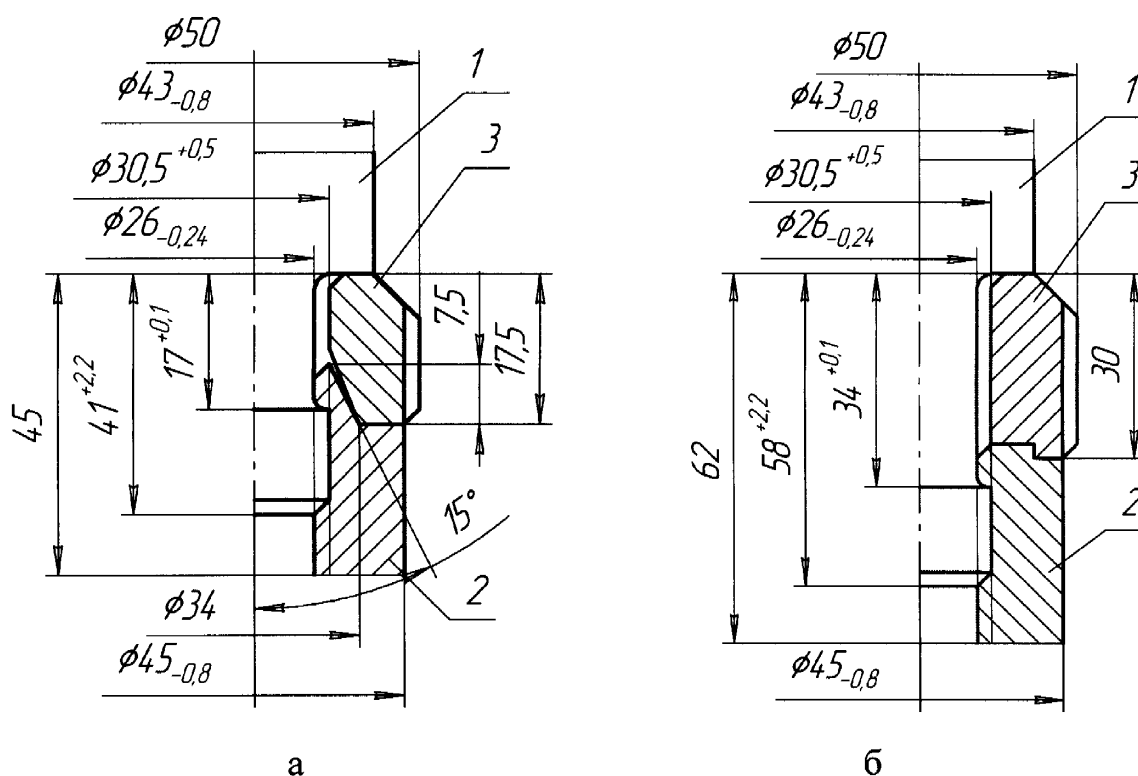


Рис. 4.26 - Муфтове різьбове з'єднання насосних штанг діаметром 22 мм з муфтою розтягу-стиску (а) та зі збільшеною довжиною зарізьбової канавки (б):

1 – штанга; 2 – муфта; 3 – протекторна вставка

З'єднання насосних штанг з муфтою розтягу-стиску [35] складається із з'єднаних штанг 1, муфти розтягу-стиску 2 і протекторних вставок 3 (рис. 4.26а). Розміщення вставки між опорним торцем муфти і штанги зі зносостійкого матеріалу і зовнішнім діаметром, більшим зовнішнього діаметру муфти, дозволить захистити поверхню муфти від спрацювання і інших механічних пошкоджень. Для зменшення гідравлічного опору, на зовнішній поверхні вставки виготовляються повздовжні

пази. При спрацюванні протекторної вставки можлива її заміна без потреби заміни муфти.

При відсутності зовнішнього навантаження спостерігається більш рівномірний розподіл напружень в впадинах різьби ніпеля ніж в стандартному з'єднанні (рис. 4.27). В загальному, напруження в зарізьбовій канавці та перших впадинах різьби ніпеля дещо менші. В муфті найбільші напруження (389-444 МПа) спостерігаються в розтягнутій її частині та біля опорного торця. При дії максимального навантаження розтягу спостерігається помітне збільшення напруження в зоні останніх витків різьби штанги, максимальне значення якого досягає 444-500 МПа.

Розрахунок коефіцієнта запасу втомної міцності D показує, що найбільш небезпечними зонами, з точки зору втомної міцності, є радіуси заокруглення зарізьбової канавки, перша впадина різьби штанги, остання та дві перші впадини різьби муфти. В таблиці 4.3 наведено залежності σ_n і σ_m від зовнішнього навантаження p (МПа) в зонах з високим потенціалом до втомного руйнування модернізованих з'єднань штанг діаметром 22 мм. Знаючи максимальне допустиме напруження в штангах, яке згідно діаграми Гудмена визначається за формулою

$$\sigma_{max} = 0,25\sigma_g + 0,5625\sigma_{min}, \quad (4.18)$$

можна знайти залежність коефіцієнта запасу втомної міцності D (4.17) в ідентифікованих небезпечних зонах від мінімального напруження (рис. 4.34). Найменше значення D спостерігається у першій впадині різьби муфти. При циклах зовнішнього навантаження -13,8...55,2 МПа і 13,8...158,6 МПа воно більше значень коефіцієнта D в небезпечних зонах стандартного з'єднання, але при циклі 103,4...206,8 МПа зменшується в 7 раз. Однак, слід зазначити, що поява втомної тріщини в цій зоні менш небезпечна ніж поява тріщини в ніпелі і руйнування розтягнутої частини муфти (навіть якщо воно буде можливе) не призведе до руйнування з'єднання в цілому. Для підвищення значення D в цій зоні необхідно збільшити зовнішній діаметр розтягнутої частини муфти, що неможливо без збільшення зовнішнього діаметра муфти.

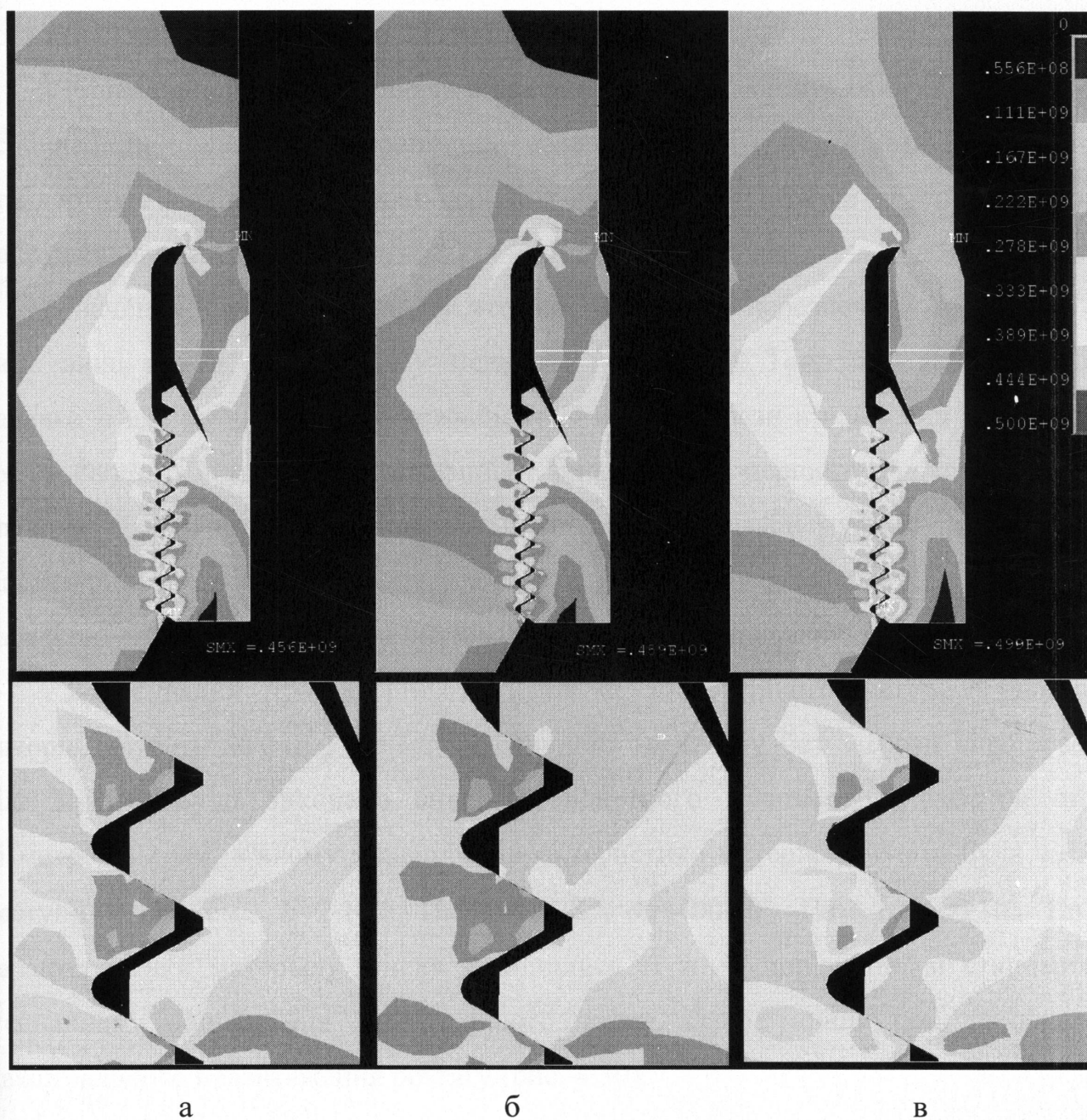


Рис. 4.27 – Розподіл напружень за критерієм Мізеса (Па) в різьбовому з'єднанні штанг діаметром 22 мм з муфтою розтягу-стиску при зовнішньому навантаженні: 0 МПа (а), -34 МПа (б), 276 МПа (в)

Збільшення довжини зарізьбової канавки може суттєво зменшити навантаження, яке сприймає ніпель. Були проаналізовані муфтові з'єднання з довжиною зарізьбової канавки 25 мм і 34 мм (рис. 4.26).

Збільшення довжини канавки в два рази суттєво зменшує напруження в ніпелі, особливо при невеликих зовнішніх навантаженнях (рис. 4.28). Порівняно зі стандартним з'єднанням, в зоні першого витка різьби штанги не спостерігається напружень вищих границі текучості (444-500 МПа).

Значення коефіцієнта запасу втомної міцності в небезпечних зонах в кілька разів вищі ніж в стандартному з'єднанні (рис. 4.29). Так, збільшення довжини канавки в два рази, підвищує коефіцієнт D в 3,5-4,5 рази в найбільш небезпечних зонах. Суттєво підвищується коефіцієнт запасу в зоні першого радіуса канавки та впадини різьби ніпеля, а в зоні останньої впадини різьби муфти - не на багато. Характерно, що коефіцієнт запасу в зоні другого радіусу канавки для з'єднання з канавкою довжиною 25 мм вищий ніж для з'єднання з канавкою 34 мм.

Застосування протекторних вставок зі зносостійкого матеріалу дозволяє використовувати муфти з більш пластичного матеріалу без загрози спрацювання тіла муфти. Було виконано аналіз стандартного муфтового з'єднання штанг діаметром 22 мм, в якому механічні характеристики матеріалу муфти були змінені наступним чином: $E=2 \cdot 10^{11}$ Па, $\nu=0.28$, $\sigma_m=400 \cdot 10^6$ Па, $\sigma_e=600 \cdot 10^6$ Па, а характеристики матеріалу ніпеля залишились ті ж. У порівнянні зі стандартним з'єднанням, напруження біля першого витка дещо менші при прикладенні максимального навантаження розтягу (рис. 4.30).

При зменшенні модуля пружності матеріалу муфти з $2,1 \cdot 10^{11}$ Па до $2 \cdot 10^{11}$ Па коефіцієнт запасу втомної міцності в зонах радіусів канавки майже не змінюється, проте, в зоні першої западини різьби штанги його значення зростає в 1-1,75 рази, а в зоні останньої западини різьби муфти майже в 2,75 рази.

Попереднє пластичне деформування перших витків з'єднання високим зусиллям згвинчування може дещо вирівняти розподіл навантаження по витках різьби. При цьому, це зусилля повинно бути достатнім, щоб створити напруження в перших витках різьби, вищі границі текучості і призвести до їх пластичного

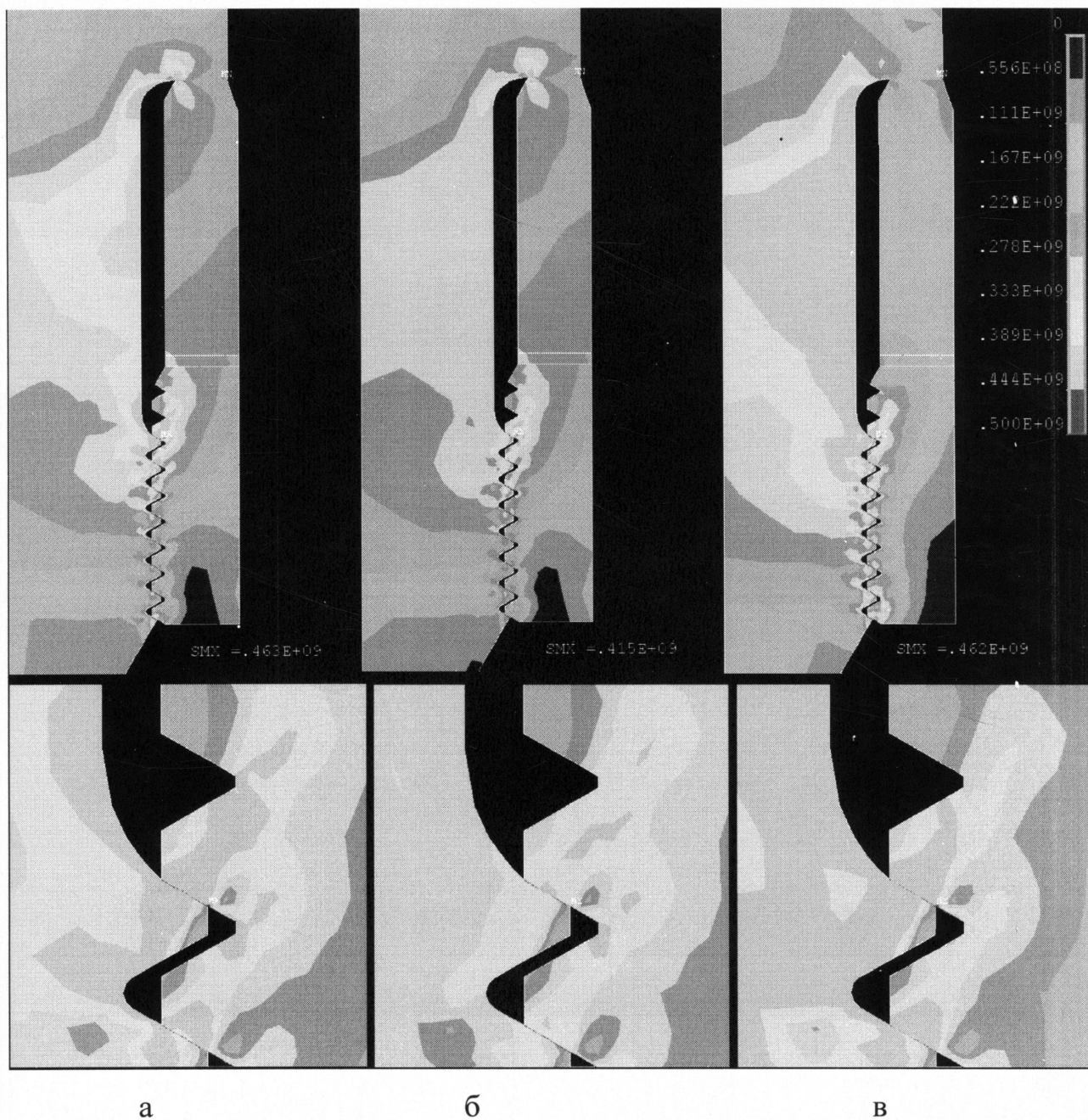


Рис. 4.28 – Розподіл напружень за критерієм Мізеса (Па) в різьбовому з'єднанні штанг діаметром 22 мм з зарізьбовою канавкою довжиною 34 мм при зовнішньому навантаженні: 0 МПа (а), -34 МПа (б), 276 МПа (в)

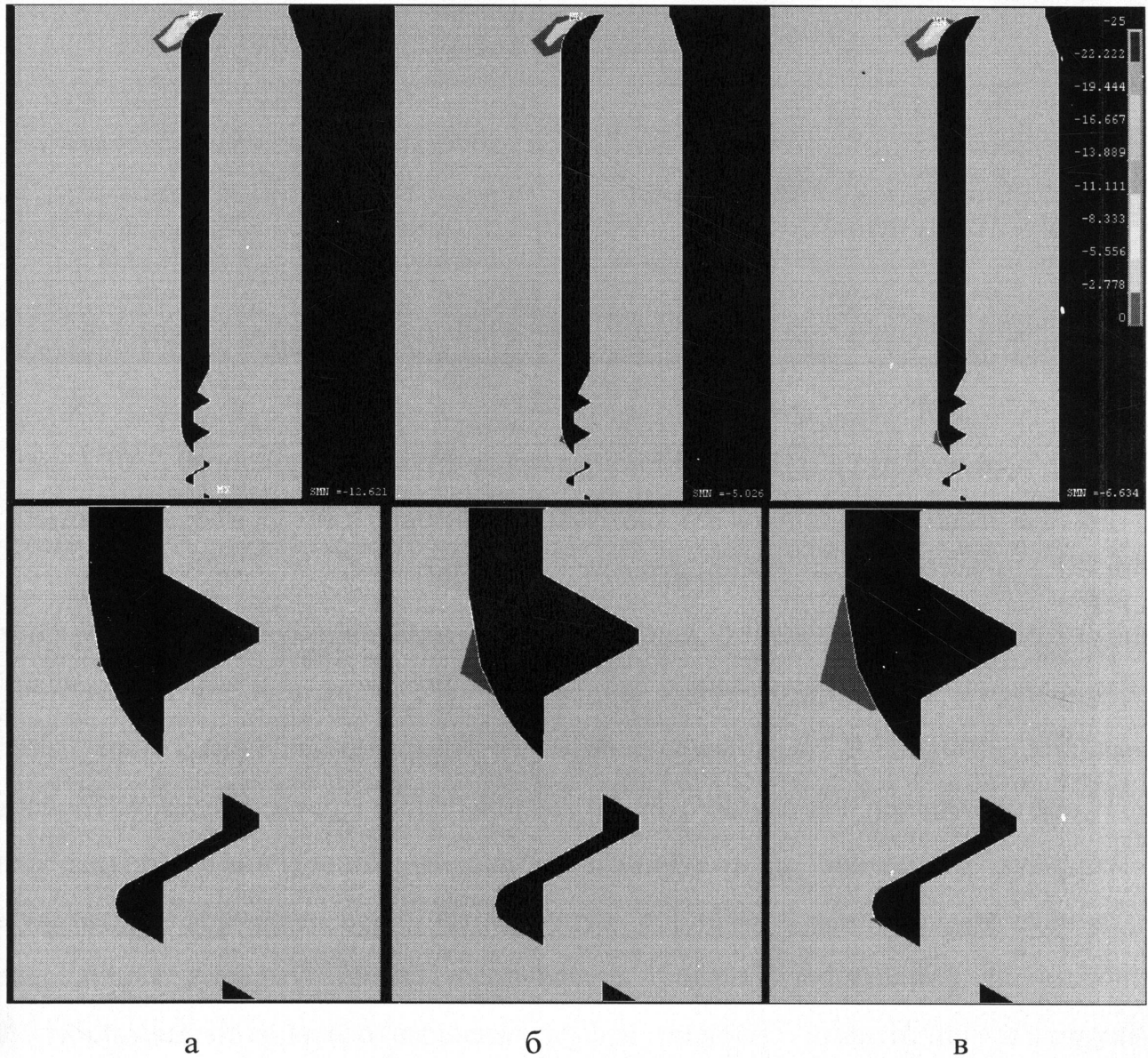
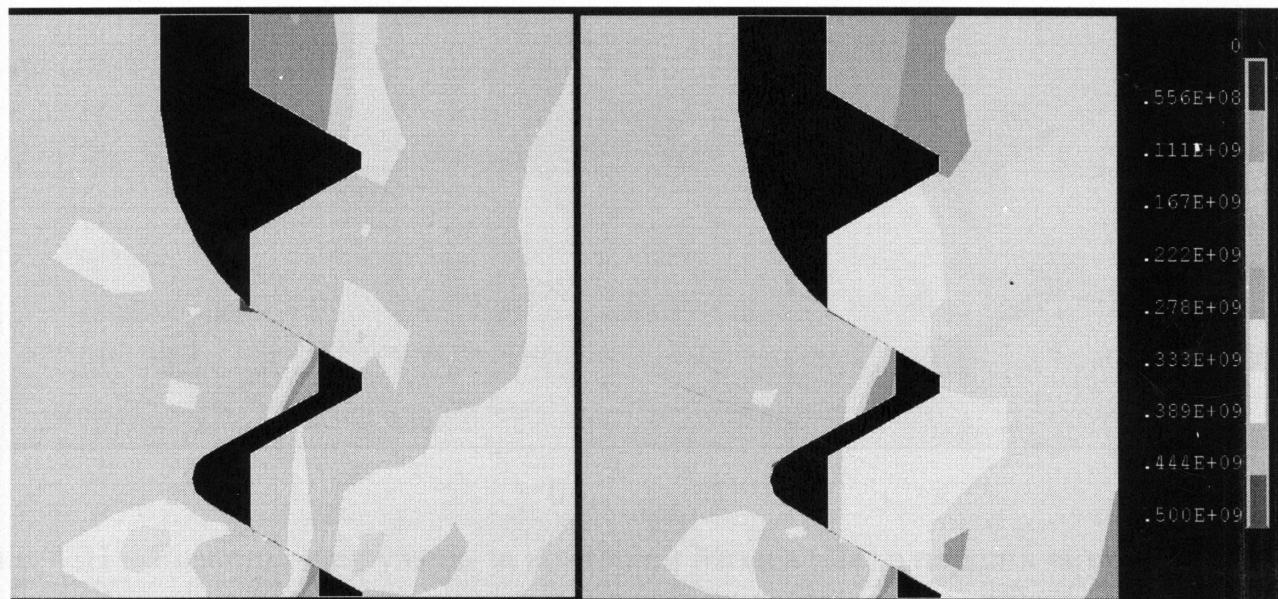


Рис. 4.29 – Розподіл коефіцієнту запасу втомної міцності в різьбовому з'єднанні штанг діаметром 22 мм з зарізьбовою канавкою довжиною 34 мм для циклів зовнішнього навантаження: -13,8...55,2 МПа (а); 13,8...158,6 МПа (б); 103,4...206,8 МПа (в)

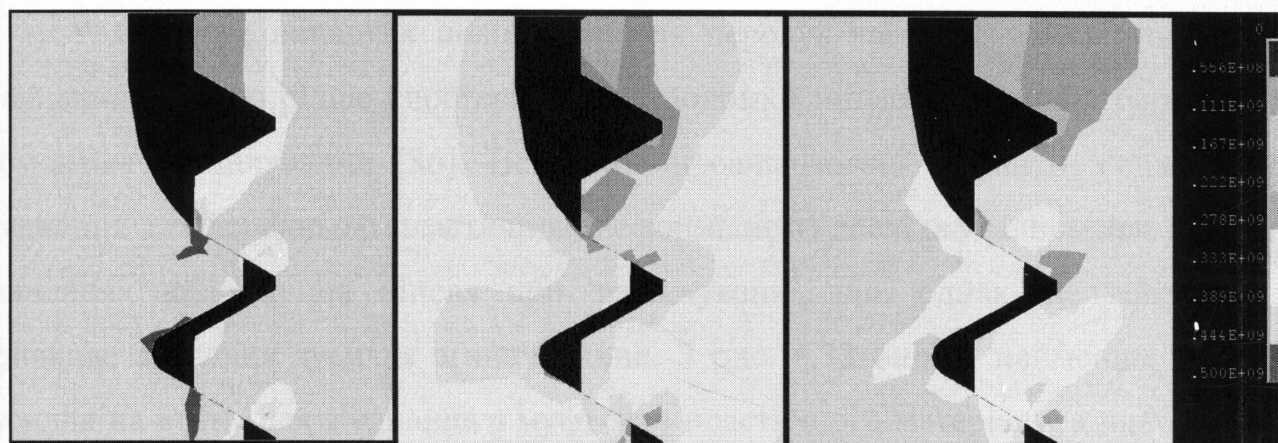


а

б

Рис. 4.30 – Розподіл напружень за критерієм Мізеса (Па) в різьбовому з'єднанні штанг діаметром 22 мм з пластичною муфтою при зовнішньому навантаженні: 0 МПа (а), 276 МПа (б)

деформування на необхідну величину. Наприклад, попередня деформація зусиллям згвинчування, яке відповідає 5% збільшенню колового зміщення муфти відносно штанги при згвинчуванні, зовсім не змінює коефіцієнт D , а 100% збільшення колового зміщення муфти може призвести до руйнування перших витків. Після попереднього згвинчування, з'єднання згвинчують із звичайним зусиллям. В результаті zdeформовані перші витки будуть сприймати менше навантаження. Для попереднього деформування застосовувалось зусилля згвинчування, яке відповідає 50% збільшенню колового зміщення муфти відносно штанги при згвинчуванні ($d_c=10,71$ мм). Після цього з'єднання розгвинчувалось до величини $d_c=9,71$ мм, що відповідає рекомендованому моменту згвинчування. При такому попередньому пластичному деформуванні, напруження, вищі границі текучості 444-500 МПа (рис. 4.31), виникають у перших двох витках різьби штанги (в западині витка та місці контакту з головкою витка різьби муфти). Після згвинчування зі звичайним зусиллям і прикладання робочого навантаження напруження в першому витку різьби штанги зменшується на 10-20% у порівнянні з стандартним з'єднанням (рис. 4.31б,в).



а

б

в

Рис. 4.31 – Розподіл напружень за критерієм Мізеса (Па) в перших витках різьбового з'єднання штанг діаметром 22 при попередньому пластичному деформуванні (а) і зовнішньому навантаженні: 0 МПа (б), 276 МПа (в)

Коефіцієнт запасу втомної міцності в зонах першої западини різьби ніпеля і останньої западини різьби муфти змінюється не суттєво, а в зонах першого і другого радіусу канавки підвищується в 1,7 і 2,5 рази відповідно. Помітне незначне зміщення розташування небезпечної зони біля зарізьбової канавки (рис. 4.32).

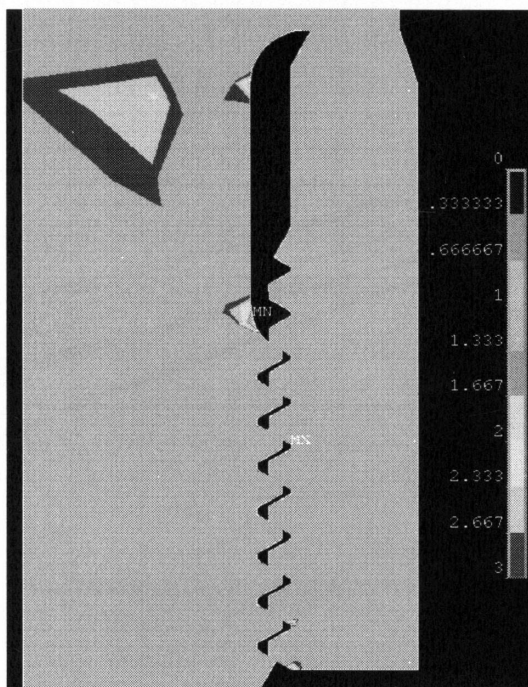


Рис. 4.32 – Розподіл коефіцієнта запасу втомної міцності в різьбовому з'єднанні штанг діаметром 22 мм при попередньому пластичному деформуванні і зміні зовнішнього навантаження від 103,4 до 206,8 МПа

У багатьох випадках поломці ніпеля передуює часткове самовідгвинчування з'єднання. Значно рідше спостерігаються поломки ніпеля, викликані перевищеним моментом згвинчування [36]. Всі вище проаналізовані варіанти з'єднань (крім з'єднання з попередньою пластичною деформацією) досліджувались при однакових значеннях видовження ніпеля при згвинчуванні, що, однак, не говорить про однакове значення зусилля згвинчування. З рис. 4.33 видно, найменше змінилось зусилля на стику для з'єднання з муфтою з пластичного матеріалу, а найбільше для з'єднань з муфтою розтягу-стиску та довжиною зарізьбової канавки 34 мм. Для останнього, також, характерні найменші пластичні деформації в з'єднанні.

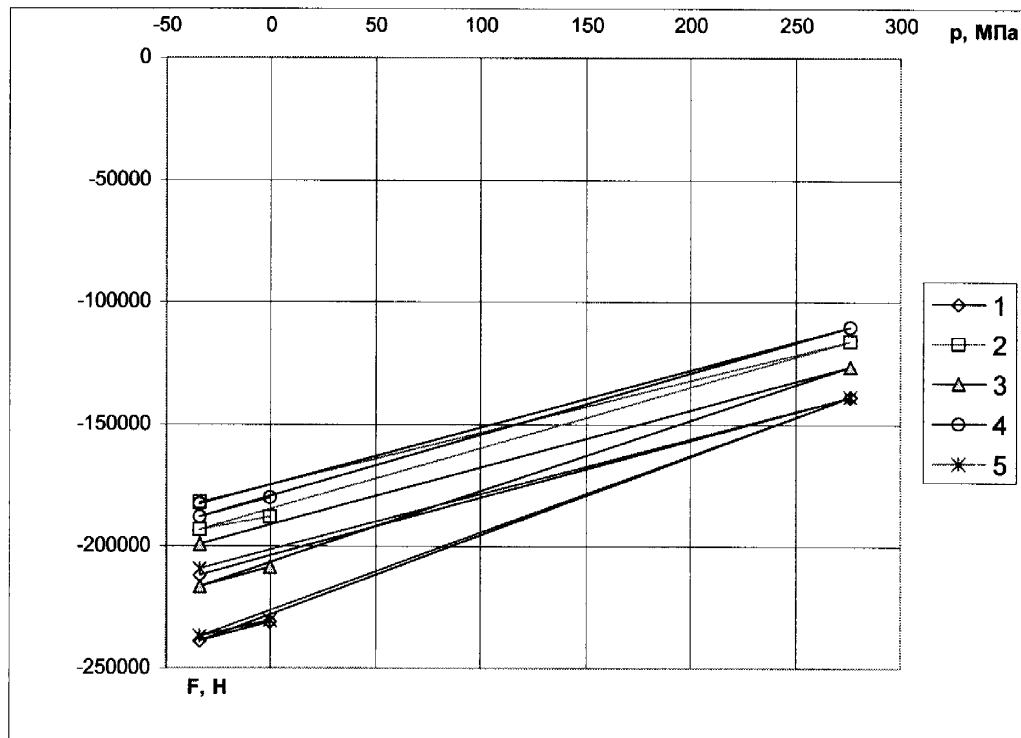


Рис. 4.33 – Залежність зусилля на стику муфтового з'єднання штанг діаметром 22 мм від зовнішнього навантаження: 1 – стандартне з'єднання; 2 – з муфтою розтягу-стиску; 3 – довжина зарізьбової канавки 25 мм; 4 – довжина зарізьбової канавки 34 мм; 5 – муфта з пластичного матеріалу.

Таблиця 4.3

Залежності σ_n і σ_m від зовнішнього навантаження p (МПа) в зонах з високим потенціалом до втомного руйнування модернізованих з'єднань штанг діаметром 22 мм.

З'єднання	Небезпечні зони	σ_n , МПа	σ_m , Мпа
Муфта розтягу-стиску	Перший радіус канавки	$0,1356p+269,79$	$0,2866p+345,51$
	Другий радіус канавки	$0,1912p+192,48$	$0,4045p+312,12$
	Перша впадина різьби ніпеля	$0,2883p+253,25$	$0,4318p+305,49$
	Остання впадина різьби муфти	$0,5904p+234,1$	$0,6387p+236,86$
	Перша впадина різьби муфти	$0,266p+267,1$	$0,0031p+414,93$
	Друга впадина різьби муфти	$0,3843p+301,38$	$0,2784p+338,23$
Довжина канавки 25 мм	Перший радіус канавки	$0,058p+261,94$	$0,1625p+361,57$
	Другий радіус канавки	$0,1628p+215,91$	$0,3448p+331,98$
	Перша впадина різьби ніпеля	$0,2845p+219,25$	$0,4085p+318,88$
	Остання впадина різьби муфти	$0,5741p+213,03$	$0,5903p+214,1$
Довжина канавки 34 мм	Перший радіус канавки	$0,0695p+228,85$	$0,1891p+373,27$
	Другий радіус канавки	$0,1583p+226,47$	$0,3226p+335,99$
	Перша впадина різьби ніпеля	$0,2321p+186,02$	$0,3811p+319,76$
	Остання впадина різьби муфти	$0,5741p+200,03$	$0,6155p+207,44$
Муфта з пластичного матеріалу	Перший радіус канавки	$0,0283p+276,31$	$0,1215p+363,64$
	Другий радіус канавки	$0,1597p+235,82$	$0,3119p+341,59$
	Перша впадина різьби ніпеля	$0,266p+221,1$	$0,3568p+331,59$
	Остання впадина різьби муфти	$0,3699p+157,82$	$0,4475p+226,39$
Попередня пластична деформація	Перший радіус канавки	$0,0243p+238,58$	$0,1066p+285,39$
	Другий радіус канавки	$0,1583p+191,21$	$0,324p+300,32$
	Перша впадина різьби ніпеля	$0,254p+251,65$	$0,3491p+290,42$
	Остання впадина різьби муфти	$0,5808p+250,92$	$0,6571p+240,57$

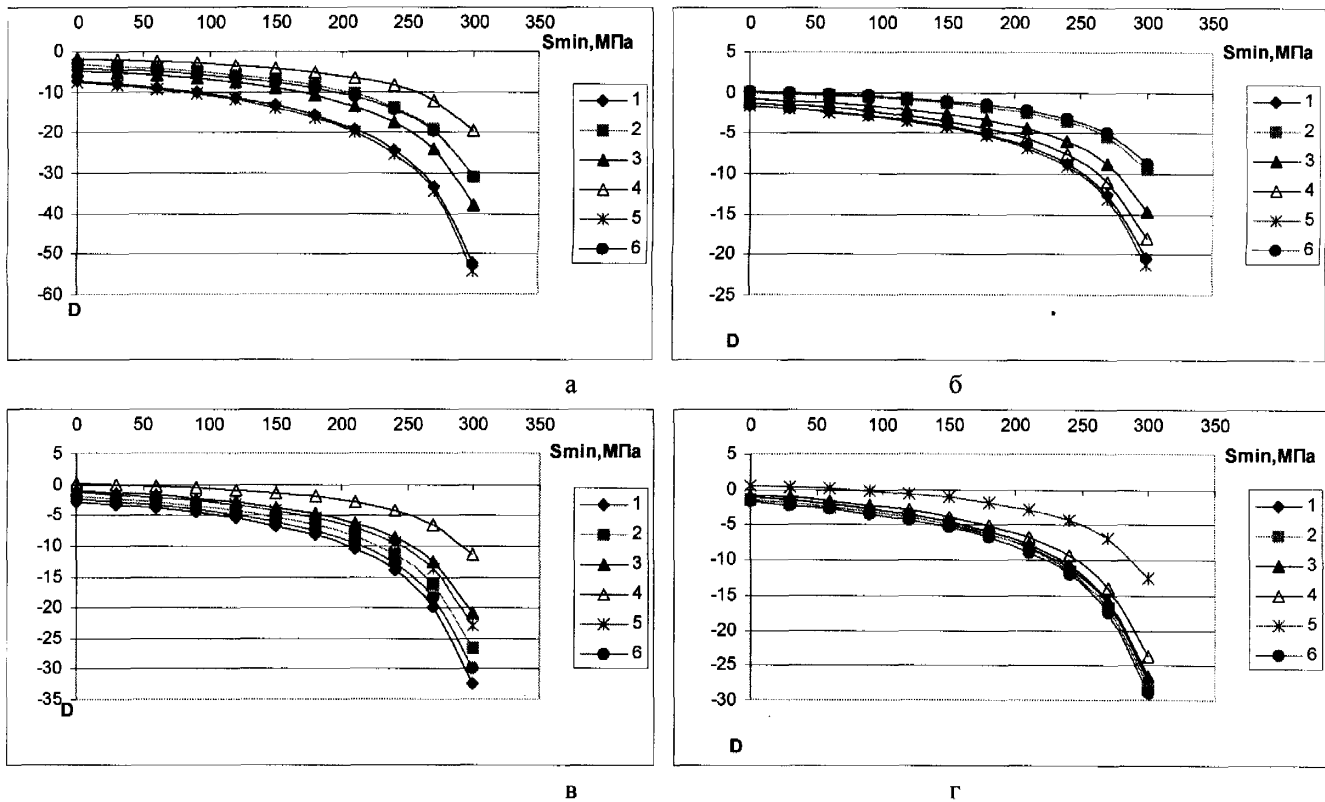


Рис. 4.34 – Залежність коефіцієнта запасу втомної міцності від мінімального напруження: в першому (а) і другому (б) радіусах зарізьбової канавки, першій впадині різьби ніпеля (в) та останній впадині різьби муфти (г): 1 – стандартне з'єднання; 2 – з муфтою розтягу-стиску; 3 – довжина зарізьбової канавки 25 мм; 4 – довжина зарізьбової канавки 34 мм; 5 – муфта з пластичного матеріалу; 6 – попереднє пластичне деформування різьби високим зусиллям звинчування

Отже, в зоні першої впадини різьби штанги, де на практиці спостерігається найбільше руйнувань з'єднання, найбільшу стійкість до втомного руйнування показало з'єднання з довжиною зарізьбової канавки 34 мм. Однак, в зоні останньої впадини різьби муфти, де поломки теж можливі, стійкість до втомного руйнування підвищилась незначно на відміну від з'єднання з муфтою із пластичного матеріалу. Тому поєднання цих двох способів в одній конструкції могло б суттєво підвищити стійкість до руйнування з'єднання в усіх його небезпечних зонах.

Застосування муфти розтягу-стиску даної конструкції може бути вигідне тільки при незначному навантаженні розтягу, наприклад, внизу колони. Згин низу

колони призводить до інтенсивного спрацювання муфт, тому застосування протекторних вставок, в цьому випадку, підвищить їх довговічність.

Застосування попереднього пластичного деформування з'єднання високим зусиллям згвинчування призводить до суттєвого підвищення втомної міцності тільки в зоні зарізьбової канавки. Поєднання цього способу із застосуванням муфти із пластичного матеріалу теж може підвищити стійкість до руйнування з'єднання в усіх його небезпечних зонах. При цьому необхідно забезпечити захист муфти від спрацювання шляхом застосування протекторів та уникнути нерівномірного її спрацювання за допомогою штангообертача.

4.7. Аналіз напружено-деформованого стану та втомна міцність муфтового різьбового з'єднання насосних штанг із спрацьованою муфтою

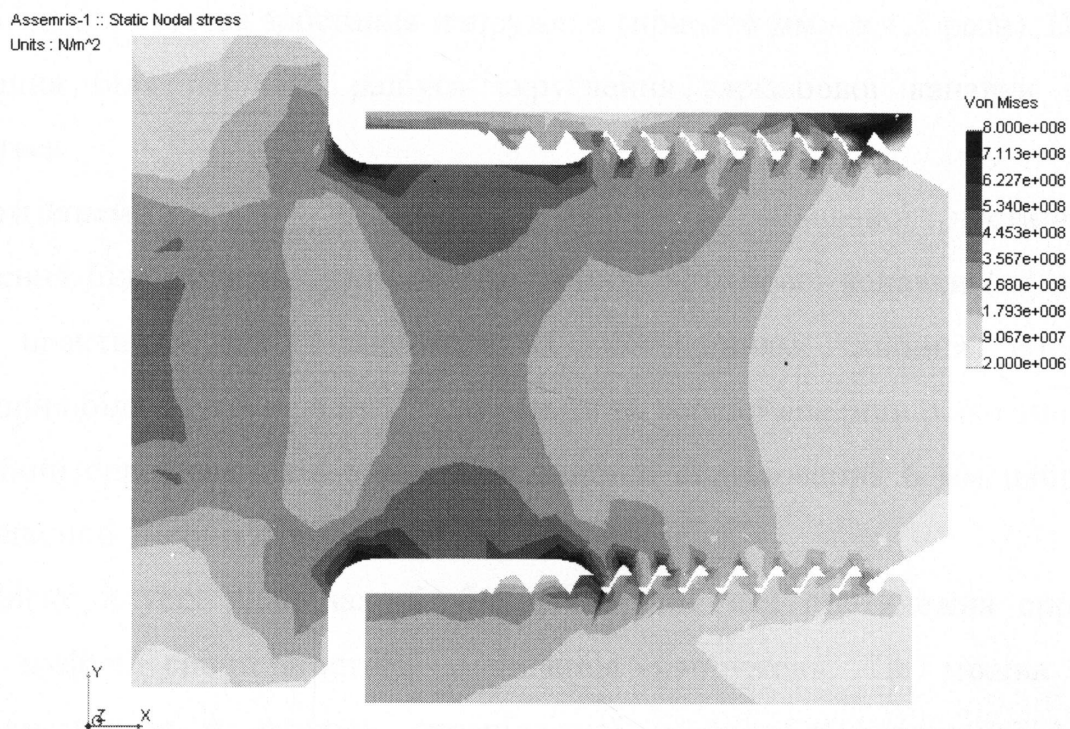
Для з'ясування впливу спрацювання муфти на розподіл напружень в муфтовому з'єднанні, побудована комп'ютерна тривимірна параметрична модель з'єднання насосних штанг діаметром 22 мм з нерівномірно спрацьованою від тертя об НКТ (діаметром 59 мм) муфтою. Розрахунок проводився методом кінцевих елементів. Зусилля згвинчування моделювалось шляхом прикладання до торця муфти і упорного торця ніпеля навантаження, яке відповідає зусиллю на стику з'єднання F_v при зовнішньому навантаженні p (рис. 4.33). При рекомендованому моменті згвинчування [36] і $p=276$ МПа, отримуємо $F_v=130$ кН, при відсутності зовнішнього навантаження - $F_v=200$ кН.

Як видно з рис. 4.35, спрацювання муфти глибиною 6 мм призводить до суттєвого нерівномірного перерозподілу навантажень в різьбовому з'єднанні. Найвищі напруження в муфті спостерігаються в останніх впадинах зі сторони спрацьованої частини. В ніпелі суттєве збільшення напружень спостерігається в перших впадинах різьби зі сторін, розміщених перпендикулярно до напрямку спрацювання муфти (рис. 4.35б). Найменше ж навантажуються витки ніпеля, розміщені з сторони спрацьованої частини муфти, що пояснюється збільшенням її лодатливості (рис. 4.35а).

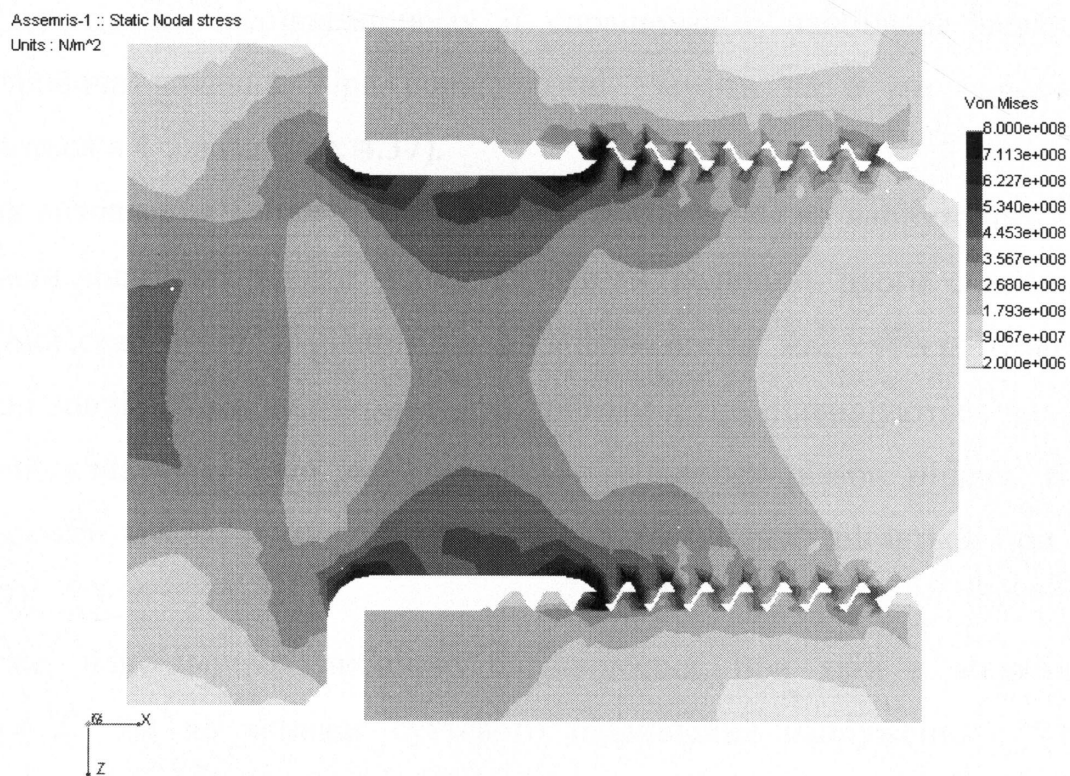
Визначені напруження можуть перевищувати реальні на 20-25%, так як, з метою спрощення моделі, не враховувались пластичні деформації і застосовувалась сітка кінцевих елементів з великим кроком.

Для виявлення залежності між напруженнями в найбільш навантажених зонах з'єднання і величиною спрацювання муфти, глибина спрацювання змінювалась від 0 до 6 мм шляхом зміни відповідного параметра моделі. З рис. 4.36 помітно, що перерозподіл навантажень внаслідок спрацювання муфти має складний характер.

При глибині спрацювання більшій 4 мм, в першій впадині різьби зі сторін, розміщених перпендикулярно до напрямку спрацювання муфти (рис. 4.36а)



а



б

Рис. 4.35 – Розподіл напружень за критерієм Мізеса (Па) в різьбовому з'єднанні при нерівномірному спрацюванні муфти глибиною 6 мм і зовнішньому навантаженні 276 МПа: а – вигляд збоку; б – вигляд зверху

спостерігається суттєве зростання напружень (при $d=6$ мм - в 1,5 рази). При цьому, напруження біля першого радіуса скруглення зарізьбової канавки майже не змінюються.

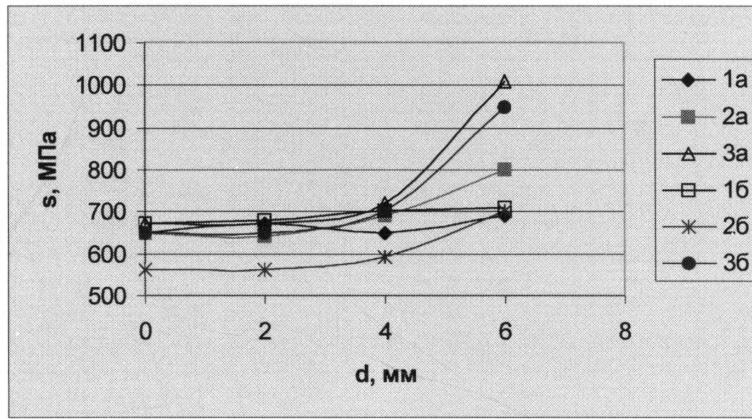
Розглянемо різьбу ніпеля зі сторони спрацьованої частини муфти. Напруження біля першого радіуса скруглення зарізьбової канавки (на рис. 4.35 – лівого) практично не змінюються із збільшенням глибини спрацювання. Напруження біля другого радіуса скруглення та першої впадини різко зменшуються при глибині спрацювання 4-5 мм. При глибині спрацювання 6 мм напруження в першій впадині зменшуються в 1,7 рази.

Майже в усіх впадинах різьби зі сторони, яка протилежна спрацьованій частині муфти, спостерігається зменшення напружень. Це можна пояснити зміщенням ніпеля в сторону спрацьованої частини внаслідок збільшення її податливості.

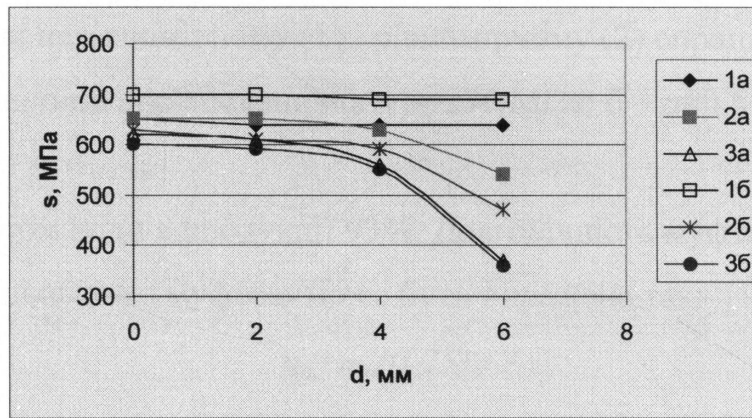
В муфті, при нерівномірному її спрацюванні, найбільше навантажується остання робоча впадина. При спрацюванні муфти на 6 мм напруження тут підвищуються в 4-5 рази (рис. 4.37).

Для визначення впливу рівномірного спрацювання на напруження в з'єднанні зменшували зовнішній радіус моделі муфти на величину цього спрацювання. На напружений стан в ніпелі рівномірне спрацювання не має суттєвого впливу. При зменшенні зовнішнього діаметра муфти на 9 мм дещо підвищуються напруження в зарізьбовій канавці і дещо зменшуються у впадинах різьби ніпеля. В останній впадині різьби муфти різке збільшення напружень спостерігається при $d=3-4$ мм (рис. 4.37).

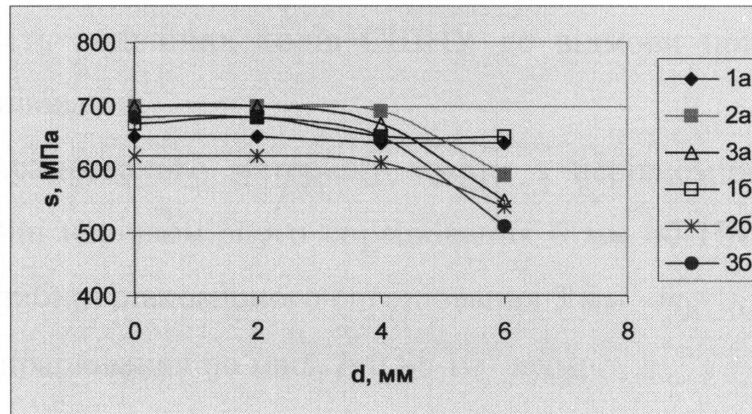
Отже, найбільшою глибиною спрацювання, при якій в з'єднанні штанг діаметром 22 мм не виникає суттєвого підвищення напружень, є 5-6 мм для нерівномірно спрацьованої муфти і 3 мм для рівномірно спрацьованої муфти. При досягненні такої глибини спрацювання муфти необхідно відбракувати. Підрахуємо довговічність нерівномірно і рівномірно спрацьованої муфти для з'єднання штанг діаметром 22 мм. Дані для підрахунку взяті з результатів експерименту [36], в якому досліджувалось спрацювання незагартованих муфт в



а



б



в

Рис. 4.36 – Залежність напружень за критерієм Мізеса в небезпечних зонах різьби ніпеля при нерівномірному спрацюванні муфти від величини спрацювання: а – вигляд збоку; б – зверху; в – знизу; 1,2 – перший і другий радіус канавки; 3 – перша впадина різьби.

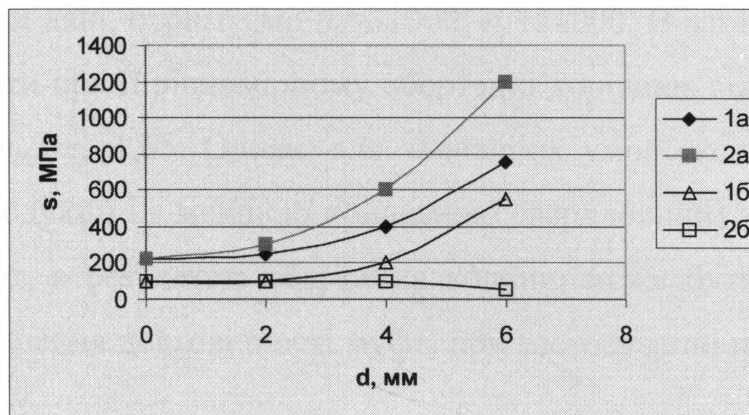


Рис. 4.37 – Залежність напружень за критерієм Мізеса в останній робочій западині різьби муфти при нерівномірному (1) і рівномірному (2) спрацюванні муфти від величини спрацювання: а – $p=276$ МПа; б – $p=0$ МПа.

свердловині з вмістом води в продукції 93%. Довговічність муфтового з'єднання з нерівномірно спрацьованою муфтою може бути виражена так:

$$n_n = m_n / (I \cdot 2S), \quad (4.19)$$

а довговічність з'єднання з рівномірно спрацьованою муфтою:

$$n_p = m_p / (k \cdot I \cdot 2S), \quad (4.20)$$

де n_n , n_p – кількість подвійних ходів СШНУ до відмови при нерівномірному і рівномірному спрацюванні;

m_n , m_p – маса спрацьованого матеріалу муфти з нерівномірним і рівномірним зносом. При глибині нерівномірного спрацювання 6 мм об НКТ діаметром 59 мм $m_n=0,141$ кг, при глибині рівномірного спрацювання 3 мм - $m_p=0,278$ кг.

I – інтенсивність спрацювання по масі, $I=0,86 \cdot 10^{-6}$ кг/м;

S – довжина ходу плунжера насоса, $S=2,3$ м;

k - коефіцієнт, який враховує підвищення інтенсивності спрацювання в результаті обертання муфти. Підвищення інтенсивності спрацювання пояснюється непостійним контактом поверхні муфти з поверхнею НКТ, у результаті чого вона піддається більш інтенсивній корозії, а також зменшенням площі контакту муфти і НКТ, що суттєво підвищує контактний тиск. В залежності від корозійних умов, k може приймати значення від 1 до 1,3. Згідно експериментальних даних [36], при вмісті води в продукції 93%, $k=1,2$.

Підставляючи дані, отримуємо $n_n=31000$, $n_p=51000$. В загальному, збільшення довговічності муфти при її рівномірному обертанні дорівнює відношенню m_p/km_n . В даному випадку $m_p/km_n=1,65$. Однак, для звичайних умов експлуатації (з меншим вмістом води в продукції і з меншою кривизною свердловини) збільшення реальної довговічності муфт, в результаті обертання колони, може бути більшим. Існують дані [46] про збільшення довговічності муфт, при застосуванні штангообертача, в 2-3 рази.

Для визначення впливу спрацювання муфти на характер втомного руйнування з'єднання була випробувана партія зразків геометрично подібних до муфтового з'єднання насосних штанг діаметром 22 мм з глибиною спрацювання 4,5 мм (рис. 2.8). Випробування, проведені на різних рівнях зовнішнього навантаження, показали, що втомна тріщина в ніпелі зароджується перед першим робочим витком і росте в напрямку, перпендикулярному напрямку спрацювання муфти (на рис. 4.38 показано стрілкою). Руйнування зумовлені появою втомної тріщини в зоні останньої робочої впадини муфти, що призводило до збільшення навантажень згину на ніпель і його руйнування через 100-1000 циклів. Довговічність зразків із спрацьованою муфтою зменшувалась в 2-3 рази порівняно зі зразками з неспрацьованою муфтою.

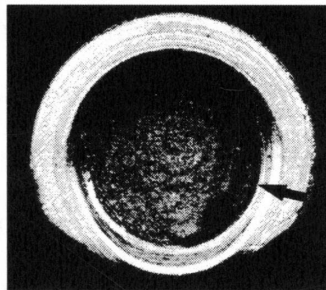


Рис. 4.38 – Втомне руйнування зразка муфтового з'єднання з різьбою M10×0,75 і нерівномірно спрацьованою муфтою ($d=1,5$ мм)

4.8. Висновки до розділу

1.Випробування на статичний розтяг і стиск нових і уживаних склопластикових штанг дозволили оцінити зміну їх механічних характеристик після двох років експлуатації: границя пропорційності при розтязі зменшується на 24 МПа, а границя міцності на 18 МПа, границя міцності при стиску вздовж волокон зменшується на 33 МПа, при стиску поперек волокон на 16 МПа. Це доводить необхідність захисту з'єднань тіла штанги з головкою від впливу середовища.

2.Корозійно-втомні випробування склопластикових насосних штанг при круговому згині дозволили визначити границі корозійної втоми: для штанги звичайної конструкції в пластовій воді з нафтою - 70 МПа, в мінералізованій пластовій воді - 65 МПа, для штанг посиленої конструкції в нафті з 10% HCl - 98 МПа. Розраховано характеристики розсіювання витривалості насосних штанг. Показано, що склопластикові штанги посиленої конструкції можуть використовуватись в умовах підвищених навантажень згину і стиску.

3.Встановлено, що діаграма втомного руйнування сталі 20H2M при випробуванні на корозійну тріщиностійкість в середовищі 3% NaCl і умовах, які імітують СПУ збігається з діаграмою втомного випробування на повітрі, що пояснює факт зменшення кількості корозійно-втомних відмов в парафіністих свердловинах. Тому, рекомендується не обладувати штанги рухомими скребками при невисокій інтенсивності СПУ на тілі штанг.

4.Досліджено вплив статичного перевантаження на швидкість росту втомної тріщини в зразках з сталі 20H2M в корозійному середовищі 3%NaCl. Встановлено, що при максимальному КІН рівному $8,3 \text{ МПа} \cdot \text{м}^{1/2}$ перевантаження в 2 рази найбільш ефективно з точки зору підвищення довговічності штанги з тріщиною і призводить до сповільнення росту втомної тріщини на 25000 циклів.

5.За допомогою розроблених кінцево-елементних моделей клиново-клеєвого і пресового з'єднань тіла склопластикової штанги зі сталеву головою проаналізовано напружено-деформований стан з'єднань на різних рівнях зовнішнього навантаження. На основі випробувань дослідних зразків і МКЕ

знайдено оптимальні параметри з'єднання. Розроблено конструкції і дані рекомендації щодо удосконалення технології виготовлення склопластикових насосних штанг.

6. Вперше запропоновано метод прогнозування ресурсу штанг з тріщиною при обертанні колони в умовах дії навантажень розтягу і згину. В таких умовах і невисоких приведених напруженнях обертання колони може підвищити довговічність штанг з тріщиною в 1,5-4 рази. За допомогою МКЕ отримано формули для обчислення КІН в насосних штангах і муфтах з тріщиною, які можна використати для прогнозування їх ресурсу.

7. Запропоновані способи зменшення нерівномірності навантаження по витках різьби муфтового різьбового з'єднання насосних штанг. Проаналізовано напружено-деформований стан стандартного муфтового з'єднання насосних штанг діаметром 22 мм та з'єднань зі зменшеною нерівномірністю навантажень по витках різьби і ідентифіковано зони з високим потенціалом до втомного руйнування. Запропонована методика порівняння ефективності модернізованих з'єднань з точки зору запасу втомної міцності. Запропоновані зміни конструкції муфтового з'єднання підвищують в небезпечних зонах коефіцієнт запасу втомної міцності в 2-3 рази. Дані рекомендації щодо областей застосування модернізованих з'єднань.

8. Проаналізовано напружено-деформований стан стандартного муфтового з'єднання насосних штанг діаметром 22 мм з нерівномірно і рівномірно спрацьованими муфтами. Встановлено, що глибоке нерівномірне спрацювання муфти призводить до підвищення напружень в ніпелі майже в 1,5 рази. Визначено допустиму глибину нерівномірного (6 мм) і рівномірного (3 мм) спрацювання муфти. Обґрунтовано величину підвищення довговічності муфти при її рівномірному спрацюванні, мінімальне значення якої дорівнює 1,65.

РОЗДІЛ 5

Промислове випробування, впровадження і економічна ефективність обладнання для підвищення ресурсу насосних штанг і боротьби з парафіноутворенням

5.1. Промислове випробування і впровадження обладнання для підвищення ресурсу колони насосних штанг і боротьби з парафіноутворенням

Для підвищення ресурсу колони штанг та боротьби з СПУ пропонується розроблений комплекс обладнання (рис. 5.1), в який входять склопластикові насосні штанги [32], запобіжний пристрій для склопластикових штанг [84], скребки і протектори гідродинамічної конструкції та роликові протектори [82,83], захисні втулки для з'єднань НКТ [90], протекторні муфти [35] і штангообертач [79,80].

Промислові випробування склопластикових штанг (з пресовим з'єднанням головки з тілом) проводилися на свердловинах №№ 40-Д, 753-Д Долинського родовища НГВУ “Долина нафтогаз”. В колону кожної свердловини були вмонтовані сім склопластикових штанг, а шість були резервними.

Свердловина № 40-Д:

Насос з діаметром плунжера 38 мм спущено на глибину 1418 м. Кількість ходів верстата-качалки – $7,5 \text{ хв}^{-1}$. Навантаження на головку балансира – 7т. Довжина ходу насоса – 3 м. Колона штанг: діаметром 22 мм – 123 шт., з них 7 шт. склопластикові, діаметром 25 мм – 27 шт. Інтервал розташування склопластикових штанг – 580...623 м (початок зони зменшення навантаження розтягу і збільшення навантаження стиску $l_0/l=0,42$ (рис. 1.1)). В цьому інтервалі кривизна свердловини складає $2^\circ 30'$. Обводненість продукції свердловини – 34%.

Через 607 діб на свердловині проводився поточний ремонт з метою заміни насоса і заміру пластового тиску. При зовнішньому огляді склопластикових штанг пошкоджень на тілі (вм'ятин, протирань, розшарування волокон, тріщин) не виявлено. Сталеві головки, муфти не пошкоджені. Товщина СПУ на склопластикових штангах не перевищувала 1-2 мм, а на сталевих штангах - 2-3 мм.

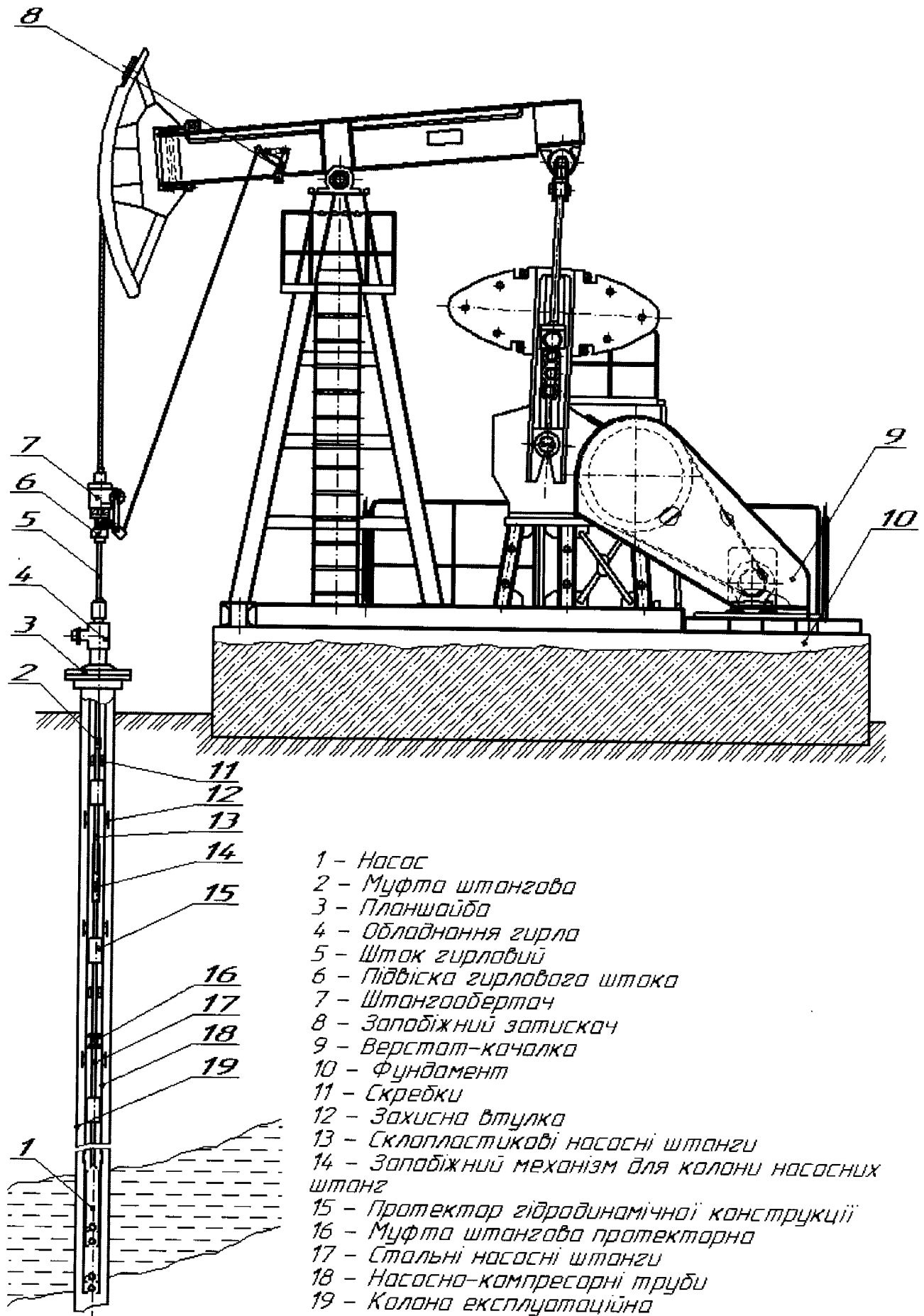


Рис. 5.1 – Схема СШНУ з комплексом обладнання для підвищення ресурсу колони насосних штанг та боротьби з парафіноутворенням

Через 649 діб від початку випробувань був проведений поточний ремонт з метою відновлення видобутку; через 710 – з метою заміни насоса; через 820 – з метою оптимізації роботи свердловини; через 847 – з метою ліквідації обриву сталевих штанг. Склопластикові штанги знаходилися в доброму стані. Виявлено спрацювання тіла в середній частині штанг на 1,2 мм та повздовжні подряпини.

Через 876 діб від початку випробувань було виявлено, що склопластикова штанга обірвана. Обрив відбувся по тілу штанги біля сталевих головок. Тіло штанги в зоні обриву розширене на довжину 100 мм (рис. 4.2). В головці залишилися затиснуті волокна штанги. Штангу замінили на нову. Інші штанги були спрацьовані на 2-2,2 мм. Сталеві головки знаходилися в доброму стані.

На 883 добу випробувань було виявлено обрив склопластикової штанги, характером аналогічним попередньому. Шість штанг спрацьовані на глибину 7-8 мм. На тілі штанг виявлено повздовжні тріщини довжиною 20-60 мм.

Свердловина № 753-Д:

Насос з діаметром плунжера 32 мм спущено на глибину 1753 м. Кількість ходів верстата-качалки – $6,5 \text{ хв}^{-1}$. Навантаження на головку балансира – 7,5 т. Довжина ходу насоса – 3 м. Колона штанг: діаметром 19 мм – 134 шт., діаметром 22 мм – 38 шт., з них 7 шт. склопластикові, діаметром 25 мм – 60 шт. Інтервал розташування склопластикових штанг – 1272...1320 м. (початок зони максимальних навантажень стиску $l_0/l=0,74$). В цьому інтервалі кривизна свердловини складає від $7^{\circ}45'$ до $8^{\circ}45'$. Обводненість продукції свердловини – 10%.

Через 80 діб було проведено поточний ремонт. На поверхні штанг виявлено неглибокі подряпини. На деяких ділянках штанги товщина СПУ складала 1-2 мм.

Через 726 діб від початку випробувань виявлено обрив склопластикової штанги. Характер обриву аналогічний попереднім.

На 776 добу випробувань виявлено обрив двох склопластикових штанг. Характер обриву аналогічний попереднім. Для продовження випробувань в свердловину спустили п'ять нових штанг. При проведенні поточного ремонту на 985 добу випробувань, пошкоджень на тілі штанг (за винятком спрацювання) не виявлено. Тіло штанг спрацьоване на 2-3 мм.

На 1014 добу випробувань, при поточному ремонті з метою заміни насоса, на тілі штанг виявлено повздовжні тріщини (рис. 5.2). Місцями штанги спрацьовані на 6-8 мм.

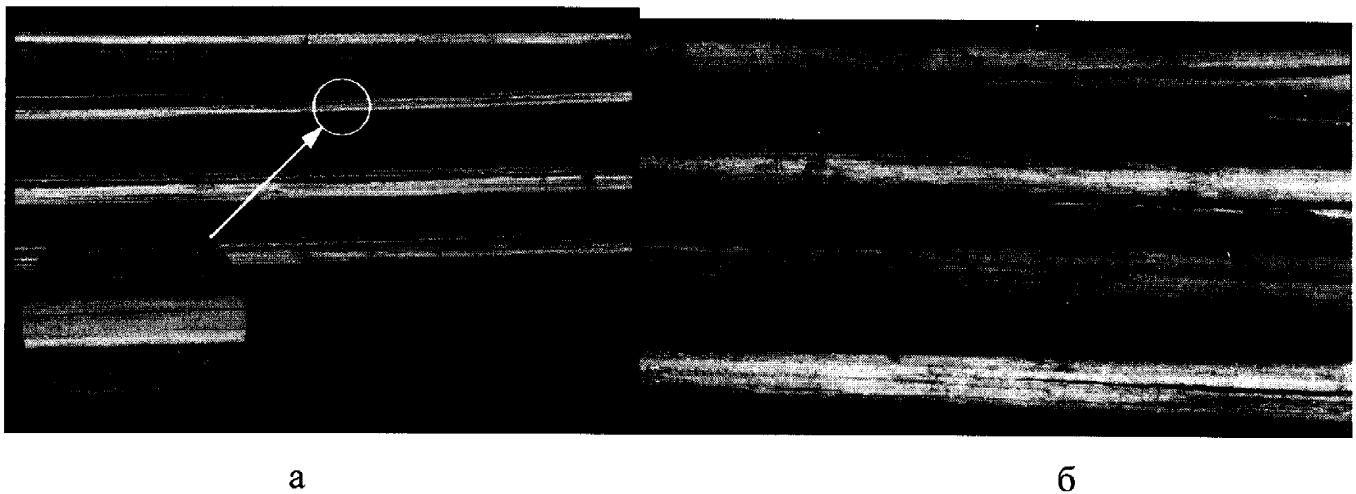


Рис. 5.2 – Вигляд тіла склопластикової штанги: а – нової; б – на 1014 добу випробування в умовах підвищеного навантаження стиску

Результати випробувань показують, що пресове з'єднання головки штанги з тілом, на відміну від клиново-клеєвого з'єднання, придатне для використання в умовах дії на штангу підвищених навантажень стиску. Для боротьби з руйнуванням штанг по тілу слід застосовувати протектори-центратори гідродинамічної конструкції та уникати технологічних дефектів тіла у вигляді повздовжніх тріщин (рис. 5.2а).

На дев'яти свердловинах Спаського, Струтинського, Волинського і Північно-Долинського родовищ НГВУ "Долинанафтогаз" для випробування у найважчих умовах експлуатації були застосовані насосні штанги з протекторами і скребками. Свердловини, депарафінізація яких раніше проводилась через 28-60 діб, вийшли на нормальний режим роботи. Міжремонтний період збільшився до 140-160 діб (середній для НГВУ – 145 діб), покращилися умови роботи насосів, підймання штанг проходило без затяжок, припинилися випадки відгвинчування штанг, зменшилося взаємне спрацювання насосно-компресорних труб і штанг в інтервалі

розміщення протекторів, зменшилась кількість поточних ремонтів свердловин (табл. 5.1).

Таблиця 5.1

Кількість підземних ремонтів на свердловинах НГВУ “Долинанафтогаз” до і після обладнання колони протекторами

№ п/п	№ свердловини	Кількість підземних ремонтів		Зменшення кількості ремонтів
		До	Після	
1.	104-СП*	6	4	2
2.	55-СП*	4	2	2
3.	57-СП	-	-	-
4.	5-СП*	4	1	3
5.	176-ПД	1	-	1
6.	105-Стр*	5	3	2
7.	509-Д	2	1	1
8.	4-СП*	6	5	1
9.	60-СП*	1	-	1
	Всього:	29	16	13

Примітка: * - свердловини з особливо високою інтенсивністю СПУ; свердловина 4-СП викривлена за інтервалом розташування протекторів.

Проводився нагляд за впровадженням штангообертачів і насосних штанг з модернізованими протекторами та скребками на свердловинах НГВУ “Долинанафтогаз” (додаток Б,В). Насосні штанги з модернізованими протекторами і скребками, виготовлені Бориславською ЦБВО, були спущені в чотири свердловини НГВУ. Проводились також спостереження за роботою всього комплексу обладнання для попередження зносу колони штанг і НКТ. Особливо приділялась увага міцності посадки модернізованого протектора на тілі штанги. На підставі результатів спостережень відмічено рівномірне спрацювання бічної поверхні протекторів. Зсуву протекторів по тілу штанги не виявлено, проте виявлено внутрішні дефекти на спрацьованій поверхні у вигляді пустот різної конфігурації. Це технологічні дефекти, які утворились внаслідок використання попередньо не осушеного поліаміду і недосконалої конструкції прес-форми для виготовлення протекторів. Для попередження зсуву протекторів потрібно проводити попередню обробку тіла

насосних штанг дробом в оптимальному режимі. Обробка поверхні штанг передбачає очистку від окалини, забезпечення шорсткості і її зміцнення.

На протязі відведеного часу роботи відмічено нормальну роботоздатність штангообертачів. Однак, в одному штангообертачі виявлено спрацювання храпового колеса. Кілька штангообертачів не повертали штангову колону. Після розбирання виявлено, що порожнина штангообертачів була заповнена мастилом замість рекомендованої згідно ТУ оливи. Для надійного повертання колони запропоновано встановити на собачки штангообертача пружини, а поверхню зубів храпового колеса цементувати. Рекомендовано також замінити сталь 40Х, з якої виготовлено храпове колесо на нову, яка б піддавалась цементації.

На підставі проведених досліджень автор рекомендує застосовувати комплекс обладнання для підвищення ресурсу штанг та боротьби з СПУ в такій конфігурації:

- штангообертач безперервної дії (якщо частими є відмови внаслідок нерівномірного спрацювання елементів колони, відгвинчування муфтових з'єднань, втоми штанг в викривлених місцях свердловини);
- склопластикові штанги з пресовим з'єднанням тіла з головкою в нижній частині колони склопластикових штанг (якщо частими є відмови клинового з'єднання тіла з головкою);
- запобіжний пристрій для склопластикових штанг на глибині, якій відповідає максимуму відмов внаслідок навантажень розтягу ($l_0/l=0,2-0,3$);
- скребки-протектори, захисні втулки для муфтових з'єднань НКТ в місцях інтенсивних СПУ;
- скребки-протектори гідродинамічної конструкції для склопластикових штангах в місцях інтенсивних СПУ та спрацювання;
- протекторні муфтові з'єднання зі зменшеною нерівномірністю навантажень по витках різьби в місцях спрацювання муфт та втомного руйнування з'єднань (переважно внизу колони).

Автор рекомендує не обладнувати склопластикові штанги протекторами і сталеві насосні штанги рухомими скребками при невисокій інтенсивності СПУ на штангах.

5.2. Економічна ефективність обладнання для підвищення ресурсу колони насосних штанг та боротьби з парафіноутворенням

Основні переваги склопластикових штанг над сталевими дозволяють значно зменшити витрати при видобутку нафти СШНУ. Поряд з цим, ціна склопластикових штанг вища порівняно з не зміцненими сталевими штангами.

У виробництві полімерних штанг застосовують скляне волокно як найдешевше. Разом з тим, склопластик має непогані механічні характеристики порівняно з волокнами з інших матеріалів (табл. 5.2).

Таблиця 5.2

Характеристики і вартість композитів з епоксидною матрицею

Характеристика	Скляне волокно	Вуглецеве волокно	Арамідне волокно	Базальтове волокно
Густина	+	+	++	+
Границя міцності при розтязі	+	+	+	++
Модуль пружності	-	++	+	-
Границя міцності при стиску	+	+	-	+
Опір удару	+	-	+	+
Динамічна характеристика	+	++	+	++
Адгезія	++	+	-	++
Опір вологості	+	+	-	++
Фактор вартості	1	7-8	8-14	2-4

Використання склопластикових штанг дозволяє досягти наступних переваг [91]:

1. Зменшення споживної потужності і енерговитрат, пов'язаних зі зменшенням крутного моменту на валу кривошипа внаслідок зменшення ваги колони:

$$N_c = M \cdot \omega / \eta, \quad (5.1)$$

де N_c – споживна потужність (кВт);

η – коефіцієнт корисної дії установки, $\eta = 0,27$;

ω – кутова швидкість вала (c^{-1});

M - максимальний середній крутний момент на валу кривошипа (кНм), який наближено може бути розрахований за емпіричною формулою:

$$M=30 \cdot s \cdot 10^{-2} + 0,24 \cdot s \cdot (P_{max} - P_{min}), \quad (5.2)$$

де s – довжина ходу плунжера насоса (м);

P_{max} , P_{min} - максимальне і мінімальне навантаження (кН) на балансірі, визначене за допомогою динамограми. В даному випадку, навантаження розраховувались за відомими формулами [92].

У випадку застосування сталевих насосних штанг (значення P_{max} , P_{min} взяті для типової свердловини), отримуємо:

$$M=30 \cdot 2,1/100 + 0,24 \cdot 2,1 \cdot (57-36,2)=10,5 \text{ кНм.}$$

Для склопластикових штанг:

$$M=30 \cdot 2,1/100 + 0,24 \cdot 2,1 \cdot (21,7-6,9)=7,5 \text{ кНм.}$$

За формулою (5.1) отримуємо для базового варіанта (колона сталевих штанг):

$$N_c=10,5 \cdot 7/60/0,27=4,5 \text{ кВт.}$$

Для проектного варіанта (колона склопластикових штанг):

$$N_c=7,5 \cdot 7/60/0,27=3,2 \text{ кВт.}$$

Відношення: $4,5/3,2=1,4$.

2.Зменшення навантаження на головку балансира призводить до збільшення міжремонтного періоду верстата-качалки.

3.Довговічність склопластикових штанг складає 10 років, а сталевих - 5 років при легких умовах експлуатації.

4.Число ремонтів, пов'язаних з обривами насосних штанг, зменшується на 50%.

5.Збільшення продукції внаслідок збільшення довжини ходу плунжера, в середньому, складає 16% відповідно даним НГВУ.

Всі необхідні дані для економічного розрахунку отримані на промислах НГВУ "Долина нафтогаз" (табл 5.3).

Середня необхідна кількість насосних штанг на одну свердловину складає 200 штук. Необхідне число склопластикових штанг дорівнює $N=2/3 \cdot 200=133$ штуки.

Витрати на придбання насосних штанг:

$$e=C_{gr} \cdot N=60 \cdot 133=7980 \text{ у.о.} \quad (5.3)$$

Таблиця 5.3

Дані для підрахунку економічної ефективності використання склопластикових штанг

№	Назва	Варіант	
		Базовий	Проектний
1	Загальна кількість свердловин обладнаних СШНУ	412	
2	Середня глибина свердловини, м	1600	
3	Кількість штанг в типовій свердловині (N), сталеві/склопластикові	200	67/133
4	Довговічність насосних штанг, років	5	10
5	Частота відмов насосних штанг на одну свердловину, рік ⁻¹	0,44	0,22
6	Потужність електродвигуна верстата-качалки ($P_{1,2}$), кВт	30-50	18-25
7	Споживна потужність одного верстата-качалки, кВт	4,5	3,2
8	Вартість 1 кВт електроенергії (C_e), у.о.	0,0321	0,0321
9	Вартість 1 кВт встановленої потужності (C_v), у.о./рік	1,065	1,06
10	Вартість насосної штанги довжиною 8 м ($C_{sr, fgr}$), у.о.	41,5	60
11	Час одного ремонту (t), год	74,3	74,3
12	Вартість ремонту (w), у.о.	348,2	348,2
13	Середня кількість ремонтів на одну свердловину (b)	2	1,78
14	Кількість робочих днів установки в рік (u, u_1)	357,6	358,4
15	Продуктивність однієї свердловини (q_1, q), тонн/день	2,281	2,64
16	Продуктивність однієї свердловини (Q_1, Q), тонн/рік	815,33	946,18

де C_{fgr} - ціна склопластикової штанги.

Потреба НГВУ в сталевих штангах складає $R=10000$ штук/рік. Кількість свердловин, обладнаних СШНУ, складає 412. Тому на одну свердловину $n'=10000/412=24,3$.

Якщо середня глибина свердловини 1600 м, кількість насосних штанг складає 200 штук з довговічністю 5 років. Тому реальна потреба в насосних штангах буде $n=200/5=40$ штук/рік. Різниця між n' і n показує, що нафтовидобувна компанія має дуже старий парк насосних штанг.

Для розрахунку візьмемо реальні дані. Для проектного варіанта необхідна кількість сталевих насосних штанг: $n_1=1/3 \cdot 40=13,3$, а склопластикових $n_2=2/3 \cdot 40 \cdot 1/2=13,3$ (враховуючи те, що в середньому довжина склопластикової частини колони складає $2/3$ від загальної довжини), де $1/2$ - коефіцієнт, який враховує збільшення довговічності склопластикових штанг в два рази.

Економічний ефект для цього випадку буде:

$$E_1 = C_{sr} \cdot n - (C_{sr} \cdot n_1 + C_{fgr} \cdot n_2) = 41,5 \cdot 40 - (41,5 \cdot 13,3 + 60 \cdot 13,3) = 310,1 \text{ у.о.} \quad (5.4)$$

Кількість підземних ремонтів по ліквідації обривів насосних штанг визначається у відповідності зі статистичними даними, зібраними в НГВУ “Долинанافتогаз”. На протязі трьох років відбулось 544 поломки, або 0,44 поломки на одну свердловину в рік. При застосуванні склопластикових насосних штанг частота відмов зменшується на 50%, тому кількість ремонтів буде $0,44/2=0,22$ (враховуючи те, що більшість поломок відбувається в верхній частині колони, де розміщені склопластикові штанги).

Вартість одного ремонту w' та ж сама, як для сталевих так і для склопластикових штанг. Отже витрати на підземні ремонти за один рік будуть:

$$\text{Базовий варіант: } w_2 = w' \cdot 0,44 = 348,2 \cdot 0,44 = 153,2 \text{ у.о.} \quad (5.5)$$

$$\text{Проектний варіант: } w_1 = w' \cdot 0,22 = 348,2 \cdot 0,22 = 76,6 \text{ у.о.} \quad (5.6)$$

Економічний ефект при цьому:

$$E_2 = w_2 - w_1 = 153,2 - 76,6 = 76,6 \text{ у.о.} \quad (5.7)$$

Зменшення витрат електроенергії за один рік:

$$P = (N_c^{\text{базовий}} \cdot U - N_c^{\text{проектний}} \cdot U_1) \cdot 24 = (4,5 \cdot 357,6 - 3,2 \cdot 358,4) \cdot 24 = 11096 \text{ кВт,} \quad (5.8)$$

де $U = 365 - t \cdot b / 24 \cdot 1,2 = 365 - 74,3 \cdot 2 / 24 \cdot 1,2 = 357$ - кількість робочих днів СШНУ в рік для базового варіанта;

b - середня кількість ремонтів в рік на одну свердловину;

1,2 - коефіцієнт, який враховує простої.

$U_1 = 365 - t \cdot (b - 0,22) / 24 \cdot 1,2 = 365 - 74,3 \cdot (2 - 0,22) / 24 \cdot 1,2 = 358,4$ - кількість робочих днів СШНУ в рік для проектного варіанта.

0,22 – враховує зменшення кількості ремонтів внаслідок зменшення поломок склопластикових насосних штанг.

Економічний ефект на одну свердловину:

$$E_3 = P \cdot C_e = 11388 \cdot 0,0321 = 365,9 \text{ у.о.} \quad (5.9)$$

Як результат зменшення споживання енергії, необхідно замінити електродвигуни на двигуни з меншою потужністю. Для типового верстату-качалки двигун має потужність 30 кВт. Для проектного варіанта: $P_1 = 30/1,4 = 21,4$ кВт.

Економічний ефект в цьому випадку:

$$E_4 = (P_2 - P_1) \cdot C_v = (30 - 21,4) \cdot 1,06 = 9,1 \text{ у.о.}, \quad (5.10)$$

C_v - плата за 1 кВт встановленої потужності в рік.

Середня продуктивність однієї нафтової свердловини:

$$\text{Базовий варіант: } q_1 = Q/412 = 2,28 \text{ т/день.} \quad (5.11)$$

$$\text{Проектний варіант: } q = q_1 \cdot k = 2,28 \cdot 1,16 = 2,64 \text{ т/день,} \quad (5.12)$$

де k – коефіцієнт, який враховує збільшення ходу плунжера насоса.

Видобуток нафти за один рік з однієї свердловини буде:

$$\text{Базовий варіант: } Q_1 = q_1 \cdot U = 2,28 \cdot 357,6 = 815,33 \text{ т/рік.} \quad (5.13)$$

$$\text{Проектний варіант: } Q = q \cdot U_1 = 2,64 \cdot 358,4 = 946,18 \text{ т/рік.} \quad (5.14)$$

Якщо ціна сирової нафти дорівнює $C_n = 102$ у.о. за тону, ми матимемо економічний ефект:

$$E_5 = C_n \cdot (Q - Q_1) = 102 \cdot (946,18 - 815,33) = 13346,7 \text{ у.о.} \quad (5.15)$$

Для однієї нафтової свердловини, при експлуатації склопластикових насосних штанг 10 років, ми матимемо економічний ефект кожен рік:

$$E_g = E_1 + E_2 + E_3 + E_4 + E_5 - 0,1 \cdot C_{fg} \cdot N = 310,1 + 76,6 + 365,9 + 9,1 + 13346,7 - 0,1 \cdot 60 \cdot 133 = 14108,4 - 0,1 \cdot 7980 = 13310,4 \text{ у.о.}, \quad (5.16)$$

де 0,1 – коефіцієнт розподілу вартості склопластикових штанг на 10 років експлуатації.

Якщо придбати верстати-качалки вантажопідйомністю 6 тонн замість 12 тонн, то матимемо економічний ефект:

$$E_n = C_w - C_{ul} = 6000 - 3000 = 3000 \text{ у.о.}, \quad (5.17)$$

де C_w , C_{ul} – вартість верстатів вантажопідйомністю 12 і 6 тонн відповідно.

Ефект зменшення витрат при обслуговуванні:

$$E_m = E_n \cdot s = 3000 \cdot 0,05 = 150 \text{ у.о.}, \quad (5.18)$$

де s – коефіцієнт, який враховує витрати при обслуговуванні.

Отже загальний економічний ефект для однієї свердловини:

$$E' = E_g + E_n + E_m = 13310,4 + 3000 + 150 = 16460,4 \text{ у.о.} \quad (5.19)$$

Проведемо аналіз економічної ефективності використання насосних штанг з протекторами і скребками та штангообертачів.

Вихідні дані для підрахунку економічної ефективності впровадження насосних штанг з протекторами і скребками наведені в таблиці 5.4. Порівнювались показники роботи СШНУ до і після обладнання їх насосними штангами з протекторами і скребками (табл. 5.1). Ефективність роботи установки оцінювалася шляхом порівняння числа ремонтів, проведених з метою заміни елементів колони, насосів та депарафінації обладнання.

Таблиця 5.4

Вихідні дані для підрахунку економічної ефективності використання насосних штанг з протекторами і скребками

№	Назва	Варіант	
		Базовий	Новий
1.	Кількість свердловин, n	9	9
2.	Кількість підземних ремонтів (n_p)	29	16
3.	Середня вартість одного ремонту (w'), грн	4919	5532
4.	Кількість операцій по депарафінації свердловини в рік (n_d)	12	-
5.	Середня вартість однієї операції по депарафінації (w_d'), грн	679,68	-
6.	Кількість свердловин, на яких проводили депарафінацію (N_d)	2	-
7.	Вартість штанги з протекторами і скребками ($C'_{ш.пр}$), грн	-	250
8.	Необхідна кількість штанг з протекторами і скребками для однієї свердловини, $n_{ш}$	-	100
9.	Вартість одного штангообертача ($C_{об}$), грн	-	3000
10.	Вартість змінного протектора або скребка ($C_{пр}$), грн	-	3,5
11.	Кількість змінних протекторів на штанзі, $n_{пр}$	-	4

Витрати на підземний ремонт: $w = w' \cdot n_p$.

Базовий варіант: $w_1=4919 \cdot 29=142651$ грн.

Новий варіант: $w_2=5532 \cdot 16=88512$ грн.

Витрати на депарафінізацію свердловин:

$$w_{\partial}=n_{\partial} \cdot N_{\partial} \cdot w'_{\partial}=12 \cdot 2 \cdot 679,68=16312,32 \text{ грн.} \quad (5.20)$$

Економічний ефект для дев'яти свердловин:

$$E=w_1 + w_{\partial} - w_2 - n \cdot C'_{ш.нр} \cdot n_{ш} \cdot 0,15=142651+16312,32 - 88512 - 33750=36701 \text{ грн,} \quad (5.21)$$

де 0,15 – коефіцієнт амортизації.

Визначимо економічну ефективність застосування протекторів і скребків, що монтується в польових умовах та штангообертача для дев'яти свердловин:

$$\begin{aligned} E &= w_1 + w_{\partial} - w_2 - n \cdot 0,15 \cdot (n_{нр} \cdot C_{нр} \cdot n_{ш} + C_{об}) = \\ &= 142651 + 16312,32 - 88512 - 5940 = 64511 \text{ грн.} \end{aligned} \quad (5.22)$$

5.3. Висновки до розділу

1.Проведено промислові випробування обладнання для підвищення ресурсу колони насосних штанг та боротьби з СПУ:

-результати промислових випробувань склопластикових насосних штанг з модернізованим з'єднанням тіла з головкою показали високу міцність з'єднань в умовах дії навантажень стиску. Довговічність насосних штанг в цих умовах склала 883-1014 діб. Руйнувань з'єднань не спостерігали.

-випробування протекторів-скребків і штангообертачів в парафіністих свердловинах показали, що міжремонтний період свердловини збільшився з 28-60 до 140-160 діб. Кількість підземних ремонтів зменшилась в 1,8 рази.

-розроблено технічні умови на насосні штанги зі скребками-протекторами [93] і штангообертач [94] (додаток Г, Д).

-на обладнаних СШНУ свердловинах Долинського родовища здійснено впровадження штангообертачів ОКШ-100 і насосних штанг з протекторами-скребками згідно ТУ.

2.Розраховано економічну ефективність обладнання для підвищення ресурсу колони насосних штанг та боротьби з СПУ:

-очікуваний економічний ефект при застосуванні склопластикових насосних штанг складає 16460 у.о. на одну свердловину в рік.

-економічний ефект при застосуванні насосних штанг зі скребками-протекторами складає 6218 гр. на одну свердловину в рік.

Висновки

1. Вперше на основі аналізу статистичних даних по відмовах колони насосних штанг в НГВУ “Долинанافتогаз” визначені залежності частоти відмов елементів колони від таких факторів, як діаметр плунжера свердловинного насоса, довжина штангової колони, довжина секцій штанг різного діаметру, глибина обриву колони, тип відмови, газовий фактор, процент води в продукції, наявність інтенсивних відкладів парафіну, інтервал кривизни свердловини, продуктивність свердловини, приведені напруження в точці підвісу колони. Дані залежності дозволяють проводити раціональний вибір експлуатаційних параметрів з точки зору підвищення ресурсу колони і боротьби з СПУ.

2. На основі аналізу існуючих аналогів розроблено комплекс обладнання для підвищення ресурсу колони насосних штанг та боротьби з СПУ. Запропоновані наукові принципи проектування його елементів за допомогою тривимірного параметричного моделювання і МКЕ дозволяють проводити оптимізацію конструкції і автоматизувати проектування.

Запропоновано принципи проектування, показані основні етапи проектування та розроблено конструкцію храпового штангообертача безперервної дії. За допомогою раціоналізації конструкції зуба храпового колеса максимальні напруження згину в ньому зменшено в 1,4 рази.

З метою раціонального вибору протекторів для конкретних умов роботи і їх удосконалення обраховані характеристики опору спрацюванню і гідродинамічні характеристики поширених протекторів.

Запропоновано принципи проектування і розроблено конструкції протекторів для легких та важких умов роботи, які відрізняються від існуючих меншим об'ємом (на 30 %), більшою площею тертя (на 23-46 %), кращими гідродинамічними характеристиками.

3. Досліджено вплив специфічних умов експлуатації, зумовлених СПУ, на характер зміни експлуатаційних характеристик елементів штангової колони та

розроблено способи підвищення ресурсу склопластикових насосних штанг та муфтових різьбових з'єднань насосних штанг.

Розроблено конструкції склопластикових штанг з підвищеним ресурсом в умовах дії навантажень стиску і згину, які дозволяють обладнання колони штанг протекторами. Границя корозійної втоми таких штанг при круговому згині збільшена в 1,5 рази.

Виявлено, що СПУ на поверхні штанг призводять до підвищення корозійної тріщиностійкості сталей, яка не менша тріщиностійкості сталі на повітрі. Тому, рекомендується не обладнувати штанги рухомими скребками при невисокій інтенсивності СПУ на тілі штанг.

Виявлено характер підвищення корозійної тріщиностійкості штангової сталі 20Н2М в корозійному середовищі 3%NaCl при подвійному і потрійному статичному перевантаженні і невисокому коефіцієнті інтенсивності напружень.

Запропонована методика порівняння ефективності модернізованих муфтових з'єднань насосних штанг з точки зору запасу втомної міцності. Запропоновані зміни конструкції муфтового з'єднання підвищують в небезпечних зонах коефіцієнт запасу втомної міцності в 2-3 рази. Рекомендовані області застосування модернізованих з'єднань – низ штангової колони, викривлені ділянки свердловини, свердловини з інтенсивними СПУ.

На основі аналізу напружено-деформованого стану стандартного муфтового з'єднання насосних штанг діаметром 22 мм встановлено, що допустимою глибиною спрацювання муфти є 6 мм при її нерівномірному спрацюванні при терті об НКТ діаметром 59 мм, та 3 мм при рівномірному спрацюванні. Враховуючи це, довговічність муфти при її рівномірному спрацюванні підвищується мінімум в 1,65 рази.

4. Вперше запропоновано метод прогнозування ресурсу штанг з тріщиною при обертанні колони в умовах дії навантажень розтягу і згину. В таких умовах і невисоких приведених напруженнях обертання колони може підвищити довговічність штанг з тріщиною в 1,5-4 рази. За допомогою МКЕ отримано формули

для обчислення КІН в насосних штангах і муфтах з тріщиною, які можна використати для прогнозування їх ресурсу.

5. Проведено промислові випробування, визначено економічну ефективність і впроваджено обладнання для підвищення ресурсу колони насосних штанг та боротьби з СПУ.

Довговічність посилених склопластикових насосних штанг в умовах підвищених навантажень стиску склала 883-1014 діб. Руйнувань з'єднань не спостерігали.

Випробування протекторів-скребків і штангообертачів в парафіністих свердловинах показали, що кількість підземних ремонтів зменшилась в 1,8 рази.

Розроблено технічні умови на насосні штанги зі скребками-протекторами [93] і штангообертач [94].

На обладнаних СШНУ свердловинах Долинського родовища здійснено впровадження штангообертачів ОКШ-100 і насосних штанг з протекторами-скребками згідно ТУ.

Очікуваний економічний ефект при застосуванні склопластикових насосних штанг складає 16460 у.о. на одну свердловину в рік.

Економічний ефект при застосуванні насосних штанг зі скребками-протекторами складає 6218 гр. на одну свердловину в рік.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Мазепа Б.А. Парафинизация нефтесборных систем и промышленного оборудования. - М.: Недра, 1966. – 180 с.
2. Мурсалова М.А., Эфендиев Н.Г., Кязимова Н.Н. Разработка и применение способов борьбы с парафиноотложениями на нефтегазовых месторождениях. - М.: ВНИЭгазпром, 1986. - 48 с. Обз. Информ. Сер. Разработка и эксплуатация газовых и газоконденсатных месторождений, вып.12.
3. И. Л. Фаерман. Штанги для глубинных насосов. - Баку.: Азнефтеиздат, 1955. – 323 с.
4. Копей Б.В. Науково-технологічні принципи комплексного підвищення ресурсу свердловинного нафтогазового обладнання. Дис... докт. техн. наук: 05.15.07. - Івано-Франківськ, 1996. - 478 с.
5. Копей Б.В., Тараевский С.И. Защитные покрытия для глубиннонасосных штанг. Обзор. информация. Сер. «Коррозия и защита в нефтегазовой промышленности». -М., ВНИИОЭНГ, 1982. – 36 с.
6. Протасов В.Н., Шрейдер А.В., Бикчентаев Р.М. Исследование сероводородной коррозии стали под полимерными покрытиями // Коррозия и защита в нефтегазовой промышленности. – 1977. - №11. - С.19-21.
7. Протасов В.Н. Состояние и перспективы применения противокоррозионной защиты насосных штанг полимерными покрытиями // Нефт. пром. Сер. «Коррозия и защита в нефтегазовой промышленности». Вып. 7(25). - М.: ВНИИОЭНГ, 1983. - 44с.
8. Проскуркін Є.Н., Норвілло Н.Ю., Сухомлин А.І., Гнатюк А.М. Досвід експлуатації насосно-компресорних труб та насосних штанг з дифузійним цинковим покриттям // Нафтова і газова промисловість. – 1997. - №3. - С.28-31.
9. Тараевский С.И., Копей Б.В., Коваль В.П. Защита глубиннонасосных штанг от коррозионно-механического разрушения при эксплуатации в

- сероводородсодержащих средах // Обзорная информация: Сер. «Коррозия и защита в нефтегазовой промышленности». -М.: ВНИИОЭНГ, 1981.
10. Саакян Л.С., Соболева И.А., Толкачев Ю.И., Пастухов И.В. Повышение штанг алюминированием // РНТС. ВНИИОЭНГ. Сер. «Коррозия и защита в нефтегазовой промышленности». – 1974. - №11.- С.19-21.
 11. Протасов В.Н., Чернова Т.А. Исследование и разработка технологических методов повышения качества глубиннонасосных штанг // Труды МИНХиГП. Сер. Прогрессивная технология изготовления бурового и нефтепромыслового оборудования. Под ред. Б.М. Базрова. – М.: МИНХиГП, вып.171, 1983. – С.74-81.
 12. Пути сокращения числа аварий насосных штанг за рубежом // ЭИ. Зарубежный опыт: Нефтепромысловое дело. ВНИИОЭНГ, 1986, №9, с.12-14.
 13. Круман Б.Б. и др. Исследование защитных покрытий глубиннонасосных штанг. // В сб.: Совершенствование систем разработки и эксплуатации нефтяных и газовых месторождений Нижнево Поволжья. Труды / Волгоград НИПИНефть.-В / град, 1983,- с.89-90.
 14. Жолудев М.Д., Проскуркин Е.В., Гарбунов Н.С., Рабинович А.М. и др. Диффузионное цинкование насосных штанг. // Нефтяное хозяйство, 1972, №9.- с. 53-55.
 15. Копей Б.В., Стеліга І.І., Копей В.Б. Методи підвищення корозійно-втомної міцності насосних штанг // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Нафтогазопромислове обладнання. – 2001. - № -С. 8-25.
 16. Тараевский С.И. Повышение долговечности насосных штанг, эксплуатирующихся в сероводородсодержащих средах. Дисс... канд. техн. наук: 05.04.07. – М., 1984. - 178 с.
 17. Зохранов А.Г., Рабинович А.М., Ахмедов Б.М. Упрочнение глубиннонасосных штанг пластическим деформированием // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1974. - №1. - С.29-31.

18. Джабарзаде Д.А., Атакшиев А.Н., Толкачѳв Ю.И. О снижении аварийности насосных штанг на месторождениях Башкирии // Нефтепромысловое дело. – 1974. -№10. С. 26-28.
19. Джабарзаде Д.А., Литровенко М.Г., Ломакин А.С. Некоторые вопросы работоспособности насосных штанг, закалѳнных ТВЧ.// Сер. Машины и нефтяное оборудование,-М.: РНТС. ВНИИОЭНГ, 1987, №2, с.6-7.
20. Edward L. Hoffman. Finite Element Analysis of Sucker Rod Couplings with Guidelines for Improving Fatigue Life // Sandia report. Sandia National Laboratories, 1997, - 66 pp.
21. А.с. 632824 СССР, МКИ. Е 21 В 17/04. Устройство для соединения насосных штанг / А.И. Топоров, Б.П. Корнев, В.В. Коломенский. - № 2481032/22-03; Заявлено 29.04.77; Опубл. 15.11.78. Бюл. № 42. – 2с.: ил.
22. Промысловые испытания новых конструкций насосных штанг // ЭИ. Зарубежный опыт: Нефтепромысловое дело. ВНИИОЭНГ, 1984, №21,с.17-19
23. В.Б. Копей, І.І. Стеліга. Аналіз відмов колон насосних штанг в НГВУ “Долина нафтогаз” // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2002. - № 4(5). - С.78-80.
24. Копей Б.В., Копей В.Б., Кішакевич Л.Л., Федорович Я.Т. Аналіз конструкцій обертачів колони насосних штанг // Нафтова і газова промисловість. - 2002р. - №1. - С.40-43.
25. Копей Б.В., Копей В.Б. Аналіз конструкцій скребків і протекторів для насосних штанг // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Нафтогазопромислове обладнання. – 2001. - №38(том 4). - С.42-52.
26. Копей В.Б. Розробка и аналіз конструкцій храпових штангообертачів // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. - 2003. - № 1(6). - С.37-40.
27. Копей Б.В., Стеліга І.І., Копей В.Б. Обґрунтування вибору методу прогнозування ресурсу насосних штанг // Нафта і газ України. Збірник наукових праць (матеріали міжнародної конференції "Нафта-Газ України-2000", м. Івано-франківськ. 31 жовтня-3 листопада 2000р.), том 2, С. 309-311.

28. Методи прогнозування ресурсу насосних штанг. Копей Б.В., Стеліга І.І., Копей В.Б. // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Нафтогазопромислове обладнання. - Івано-Франківськ. - 1999. - № 36. С.24.
29. The methods of sucker rod fatigue life prediction. Kopey B.V., Steliga I.I., Kopey V.V. // Надійність машин та прогнозування їх ресурсу: Доповіді міжнародної науково-технічної конференції, (Івано-Франківськ-Яремча, 20-22 вересня 2000р.) – В двох томах. Том 1. Івано-Франківськ, ІФДТУНГ: Факел. –2000. – С. 98.
30. Пат. UA 35751A, МПК E21B17/00, E16B11/00. Спосіб з'єднання сталюї головки з полімерно-композиційним тілом глибинонасосної штанги / Копей В.Б., Копей Б.В. Копей І.Б. - № 98042004; Заявлено 22.04.1998; Опубл. 16.04.2001. Бюл. №3. – 3с.
31. Пат. UA 50093A, МПК E21B17/02. З'єднання головки насосної штанги з склопластиковим тілом / Копей В.Б., Стеліга І.І., Копей Б.В., Петрина Ю.Д. - № 2001075460; Заявлено 31.07.2001; Опубл. 15.10.2002. Бюл. №10. – 2с.
32. Втомне руйнування склопластикових насосних штанг при згині. Богдан Копей, Володимир Копей // Шостий міжнародний симпозиум українських інженерів-механіків у Львові: Тези доповідей, (Львів, 21-23 травня 2003р.) – Львів: КІНПАТРИ ЛТД. – 2003. – С. 26.
33. Fatigue fracture and life prediction of sucker rods made of fibre-reinforced materials. Bogdan Kopey, Volodymyr Kopey // 14th international scientific-technical conference “New methods and technologies in petroleum geology, drilling, and reservoir engineering”: Abstracts (Zakopane, 11-13 June 2003). Zakopane. - 2003. - P.36.
34. Копей В.Б. Скінченно-елементний аналіз муфтового різьбового з'єднання насосних штанг // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. Всеукраїнський щоквартальний науково технічний журнал. – 2003. - № 2(7) С.54-58.

35. Пат. UA 58828 А, МПК E21В17/04. Муфтове різьбове з'єднання насосних штанг / Копей В.Б., Петрина Ю.Д., Стеліга І.І. - № 2002118793; Заявлено 06.11.2002; Опубл. 15.08.2003. Бюл. №8. – 2с.
36. Круман Б.Б. Глубиннонасосные штанги. - М.: Недра, 1977. - 181с.
37. С. И. Тараевский, Б.В. Копей. Анализ поломок глубиннонасосных штанг в НГДУ “Долинанефтегаз” // Разведка и разработка нефтяных и газовых месторождений. Респ. межвед.научн.-техн. сборник. Вып.19. –Львов.: Вища школа, 1982, - С.104-107.
38. ГОСТ 13877-80. Штанги насосные и муфты к ним. Технические условия = Sucker rods and couplings. Specifications. – Взамен ГОСТ 13877-68; Введ. 01.01.81 до 01.01.86. – М.: Изд-во стандартов, 1980. – 25 с.: ил.
39. Галонский П.П. Борьба с парафином при добыче нефти. Теория и практика. - М.: Гостоптехиздат, 1955. – 165 с.
40. Оборудование для раздельной эксплуатации нефтяных скважин. - М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1973. – 79 с.
41. Rod Rotator Torque in Rod Strings. Dean Smith. R&M Energy Systems. A Unit of Robbins & Myers, Inc. 12 pp.
42. Уразаков К.Р. Эксплуатация наклонно-направленных скважин штанговыми глубинными насосами.-М.: ВНИИОЭНГ, 1988.
43. Тронов В.П. Механизм образования смоло-парафиновых отложений и борьба с ними. - М.: Недра, 1970. – 171с.
44. Конструкционные материалы: Справочник / Б.Н.Арзамасов, В.А.Брострен, Н.А.Буше и др.; Под общ. Ред. Б.Н.Арзамасова. - М.: Машиностроение, 1990. – 688 с.; ил – (Основы проектирования машин).
45. Ван Кревелен Д.В. Свойства и химическое строение полимеров. Голландия, 1972, Пер. с англ. Под ред. А.Я. Малинина. - М.: Химия,1976. – 240с.
46. www.rmenergy.com
47. А.с. № 911007 СССР, МКИ Е 21 В 17/10. Протектор, преимущественно для насосных штанг/ У.З. Ражетдинов, И.Г. Шафафутдинов, Ю.Г. Валишин, О.

- И. Прокопов. - № 2971801/22-03; Заявлено 18.08.80; Оpubл. 07.03.82; Бюл. № 9. – 2 с.: ил.7.
48. А.с. № 1078021 А СССР, МКИ. Е 21 В 17/10. Протектор для насосных штанг/ С.Г. Галяветдинов, Н.М. Граханцев, Е.И. Богомольный, Ю.Н. Кузоватов. - № 3398294/22-03; Заявлено 11.01.82; Оpubл. 07.03.84; Бюл. № 9. – 3 с.: ил.
49. А.с. № 1530740 А1 СССР, МКИ Е 21 В 17/10. Протектор для насосных штанг/ И.Я. Петранюк, Ю.С. Сычев, Б.С. Петровский. - № 4378702/31-03; Заявлено 15.02.88; Оpubл. 23.12.89; Бюл. № 47. – 3с.: ил.
50. А.с. № 1448024 А1 СССР, МКИ Е 21 В 17/10. Протектор для насосных штанг/ И.Я. Петранюк, Ю.С. Сычев, Б.С. Петровский, Я.Т. Федорович, В.А. Петрыняк - № 4207561/22-03; Заявлено 09.03.87; Оpubл. 30.12.88; Бюл. № 48. – 3с.: ил.
51. Трубы нефтяного сортамента. Справочник / Под общей ред. А.Е. Сарояна. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1987. 488 с.
52. МаксUTOв Р.А., Джавадян А.А., Шкадов Я.Я., Воробьев В.Д., Смирнова Н.М. Современные глубиннонасосные установки в нефтяной промышленности. Обзорная информация. Сер. «Машины и нефтяное оборудование». М., ВНИИОЭНГ, 1982, 34 с.
53. Application of Fiberglass Sucker Rods. S.G.Gibbs, SPE, Nabla Corp. SPE Production Engineering, May 1991, pp. 147-153.
54. Матвейчук А.Т., Михайлов И.В. Опыт применения стеклопластиковых насосных штанг за рубежом. - М.: ВНИИОЭНГ, 1989 // (обзор. информ. Сер. нефтепромысловое дело) -18 с.
55. Копей Б.В., Копей І.Б., Максимук О.В., Щербина Н.М. Дослідження контактних напружень у з'єднанні сталевій головки з склопластиковою штангою // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Нафтогазопромислове обладнання. – 1996. - №33. - С.166-177.
56. Petroleum engineering handbook. Howard B. Bradley. Third Printing, Society of Petroleum Engineers, Richardson, TX, U.S.A. 1987, 256 pp.

57. Utilization of Fiberglass Sucker Rods. Harry E. Saul III, SPE, Amoco Production Co., Jerry A. Detterick, SPE, Amoco Production Co. Journal of petroleum technology, August 1980, pp. 1339-1345.
58. H. A. Tripp. Mechanical performance of fiberglass sucker-rod strings, SPE Production Engineering, August 1988, pp. 346-350.
59. 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.
60. Копей Б.В. Оценка эксплуатационной надежности насосных штанг // ЭИ ВНИИОЭНГ. Сер. «Защита от коррозии и охрана окружающей среды». — 1992. - № 8. — С. 5-11.
61. 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.
62. Баштанников Л.А., Копей Б.В. Компоновка бурильной колонны, равно надежной по сопротивлению труб усталости. - М.: ВНИИЭГазпром, 1986. — 42 с.
63. Почтенный Е.К. Прогнозирование долговечности и диагностика усталости деталей машин. — Минск.: Наука и техника, 1983. — 246 с.
64. Копей Б.В., Федорович Я.Т. Устранение технологических и эксплуатационных дефектов насосных штанг с одновременным их упрочнением. — М.: ВНИИОЭНГ, 1987. — 38 с.
65. Копей Б.В. Дослідження ефективності гальмування тріщин корозійної втоми поверхневим зміцненням та нанесенням металоолімерних покриттів. Тезиси докладов научно-технічної конференції "Механіка і нові технології", 5-10 вересня 1995. — Севастополь, — С. 75-77.

66. Ратич Л.В., Федорович Я.Т. Циклическая коррозионная трещиностойкость материалов и долговечность насосных штанг // ФХММ. - 1988. — № 6. — С. 95-100.
67. РД-50-345-82. Определение характеристик трещиностойкости при циклическом погружении. — М.: Изд. стандартов. - 1983. — 96 с.
68. Копей Б.В. Кинетика коррозионно-усталостного разрушения замковых резьбовых соединений УБТ // НТЖ ВНИИОЭНГ. Сер. "Коррозия и охрана окружающей среды". — 1993. — № 4. — С. 7-9.
69. Болотин В.В. Прогнозирование ресурса машин и конструкций. — М.: Машиностроение, 1984. — 312 с.
70. Расчёты и испытания на прочность. Методы испытаний на многоцикловую усталость деталей машин, элементов конструкций и полуфабрикатов. Методические рекомендации МР 55-82. - М.: ВНИИНМАШ, 1982. — 64 с.
71. Биргер И. А., Иосилевич Г. Б. Резьбовые и фланцевые соединения. — М.: Машиностроение, 1990. — 368 с.: ил.
72. Якушев А.И., Мустаев Р.Х., Мавлютов Р.Р. Повышение прочности и надежности резьбовых соединений. — М.: Машиностроение, 1979. — 215 с., ил.
73. Орлов П.И. Основы конструирования. Справочно-методическое пособие в 3-х книгах. Кн. 2. Изд. 2-е, перераб. и доп. М., Машиностроение, 1977. — 574 с. с ил.
74. Методика исследования распространения усталостных трещин в призматических образцах при постоянном коэффициенте интенсивности напряжения /Микитишин С.И., Левицкий М.О. - В кн.: Методы и средства оценки трещиностойкости конструкционных материалов. Сб. науч. тр. - Киев: Наук. думка, 1980, - С. 226-228.
75. Solid Works. Дэвид Мюррей. Пер. с англ. — М.: Лори, 2001. — 458 с.
76. Расчет на прочность деталей машин: Справочник / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. — 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1979. — 702 с., ил.

77. ANSYS, Inc. Theory Manual . 001369 . Twelfth Edition . SAS IP, Inc. – 2001. - 1266 p.
78. Schnipke R.J., “A Streamline Upwind Finite Element Method For Laminar And Turbulent Flow”, Ph.D. Dissertation, University of Virginia, May 1986.
79. Пат. UA 49211А, МПК E21B17/02. Штангообертач / Копей В.Б., Копей Б.В. - № 2001075461; Заявлено 31.07.2001; Опубл. 16.09.2002. Бюл. № 9. – 2с.
80. Пат. UA 55848 А, МПК E21B17/02. Штангообертач / Копей Б.В., Копей В.Б., Костур Б.М. - № 2002075587; Заявлено 08.07.2002; Опубл. 15.04.2003. Бюл. № 4. - 2 с.
81. Генрих Ришмюллер, Хорст Майер. Добыча нефти глубинными штанговыми насосами. Пер. с нем. – М.: Фест-Альпине, 1988. – 151 с.
82. Пат. UA 50092А, МПК E21B17/10. Протектор для насосних штанг / Копей В.Б., Копей Б.В., Петрина Ю.Д. - №2001075459; Заявлено 31.07.2001; Опубл. 15.10.2002. Бюл. № 10. – 2с.
83. Пат. UA 49212А, МПК E21B17/10. Протектор для насосних штанг / Копей В.Б., Стеліга І.І. , Копей Б.В. - № 2001075463; Заявлено 31.07.2001; Опубл. 16.09.2002. Бюл. № 9. – 2с.
84. Пат. UA 57203 А, МПК E21B17/04. Запобіжний пристрій для колони склопластикових насосних штанг / Копей В.Б., Стеліга І.І. - № 2001128397; Заявлено 06.12.2001; Опубл. 16.06.2003. Бюл. № 6. – 2 с.
85. Пат. UA 50094А, МПК E21B17/02. З'єднання сталльної головки з полімерно-композиційним тілом насосної штанги / Крижанівський Є. І., Копей Б.В., Стеліга І.І., Копей В.Б. - №2001075462; Заявлено 31.07.2001; Опубл. 15.10.2002. Бюл. № 10. – 2с.
86. Daoud O. E. K., Cartwright D. J., Carney M. Strain-energy release rate for a single-edge-cracked circular bar in tension // J. of Strain Analysis. – 1978. – 13, № 2. – P. 83-89.
87. Методика оценки вязкости разрушения круглого проката и высокопрочной проволоки. О.Н. Романив, Л.П. Лазько, И.Н.Панько, Р.В. Ризничук // ФХММ. – 1981. - № 6. – С. 64-68.

88. Paris P. C., and Sih G. C. Stress Analysis of Cracks, Fracture Toughness and Testing and its Applications, American Society for Testing and Materials, Philadelphia, STP 381. – 1965. – P. 30-83.
89. А.с. SU 1216320 А МПК E21 В 17/04, 17/08, F16 L 15/04. Устройство для герметизации муфтовых соединений труб. / Р.Н. Рахманов, Х.А. Асфандияров. - № 3724450/22-03; Заявлено 09.04.84; Опубл. 07.03.86. Бюл. № 9. – 3 с.: ил.
90. Пат. UA 55847 А, МПК E21В17/04. Пристрій для герметизації муфтових з'єднань труб / Копей В.Б., Копей Б.В., Костур Б.М., Стеліга І.І. - № 2002075586; Заявлено 08.07.2002; Опубл. 15.04.2003. Бюл. № 4. – 2с.
91. Cost analysis of fiberglass sucker rods. Kopey Bohdan, Kopey Volodymyr // 13th International Scient.-Techn.Conf. "New methods and technologies in petroleum geology, drilling and reservoir engineering", Cracow, 20-21 June, 2002, vol.2, P.31-36.
92. Круман Б.Б. Расчеты при эксплуатации скважин штанговыми насосами. Справочное пособие. - М.: Недра, 1980, 320 с.
93. ТУ У 11.2-00135390-117-2002. Насосні штанги зі скребками-протекторами. Технічні умови. Введ. 01.07.2003. Без обмеження терміну дії. - Івано-Франківськ, 2002. - 17 с.
94. ТУ У 11.2-00135390-118-2002. Обертач колони насосних штанг. Технічні умови. Введ. 01.07.2003. Без обмеження терміну дії. - Івано-Франківськ, 2002. - 12 с.

Додаток А

'Дана програма призначена для визначення об'єму і площі поверхонь параметричної моделі

'Solid Works шляхом зміни її параметрів, виводу даних в Ms Excel

'з метою їх обробки за допомогою засобів аналізу даних.

'8/2003 Копей В.Б.

```
Const swDocPART = 1      'Константи \SldWorks\samples\appComm\swconst.h
```

```
Const swDocASSEMBLY = 2
```

```
Const swDocDRAWING = 3
```

```
Private Sub CommandButton1_Click()
```

```
Dim swApp As Object 'Оголошення об'єкту swApp
```

```
Dim Part As Object 'Оголошення об'єкту Part
```

```
Dim face As Object 'Оголошення об'єкту face
```

```
Dim massProps As Variant 'Оголошення змінної massProps
```

```
Dim R, L, a, R3, R2, f As Double 'Оголошення змінних параметрів моделі
```

```
Dim i As Integer 'Оголошення змінної лічильника записів бази даних
```

```
MyPath = CurDir 'Визначення поточного каталога
```

```
MyPath = "C:\sldworks"
```

'Це продовжить поточну Solid Works сесію, або розпочне нову сесію в фоновому режимі

```
Set swApp = CreateObject("SldWorks.Application")
```

```
'Завантажує файл з поточного каталогу
```

```
Set Part = swApp.OpenDoc(MyPath + "\My_prot1.SLDPRT", swDocPART)
```

```
If Part Is Nothing Then
```

```
Exit Sub
```

```
Else
```

```
Set Part = swApp.ActivateDoc("My_prot1.SLDPRT")
```

```
End If
```

```
i = 3 'Початкове значення лічильника
```

'Вкладені цикли для перебору всіх можливих варіантів параметричної моделі

```
For R = TextBox16.Text To TextBox17.Text Step TextBox18.Text
```

```
For L = TextBox13.Text To TextBox14.Text Step TextBox15.Text
```

```
For a = TextBox10.Text To TextBox11.Text Step TextBox12.Text
```

```
For R3 = TextBox7.Text To TextBox8.Text Step TextBox9.Text
```

```
For R2 = TextBox4.Text To TextBox5.Text Step TextBox6.Text
```

```
For f = TextBox1.Text To TextBox2.Text Step TextBox3.Text
```

'Зміна значень параметрів

```
Part.Parameter("D@Sketch1").SystemValue = 2 * R / 1000
```

```
Part.Parameter("L@Base-Extrude").SystemValue = L / 1000
```

```
Part.Parameter("a@Chamfer1").SystemValue = a
```

```
Part.Parameter("R3@Fillet4").SystemValue = R3 / 1000
```

```
Part.Parameter("R2@Fillet6").SystemValue = R2 / 1000
```

```
Part.Parameter("F@Sketch10").SystemValue = f / 1000
```

```
Part.EditRebuild 'Перобудова моделі
```

```

Cells(i, 1).Value = R: Cells(2, 1).Value = R
Cells(i, 2).Value = L: Cells(2, 2).Value = L
Cells(i, 3).Value = a: Cells(2, 3).Value = a
Cells(i, 4).Value = R3: Cells(2, 4).Value = R3
Cells(i, 5).Value = R2: Cells(2, 5).Value = R2
Cells(i, 6).Value = f: Cells(2, 6).Value = f
'Визначення об'єму деталі
massProps = Part.GetMassProperties
Cells(i, 7).Value = 2 * massProps(3)
'Визначення площі поверхні 1
Set face = Part.GetEntityByName(1, 2)
Cells(i, 8).Value = 2 * face.getarea
'Визначення площі поверхні 2
Set face = Part.GetEntityByName(2, 2)
Cells(i, 9).Value = face.getarea
i = i + 1 'Зміна значення лічильника
Next f 'Перехід до наступного значення параметру
Next R2
Next R3
Next a
Next L
Next R
End Sub
'Процедура закриття діалогового вікна
Private Sub CommandButton2_Click()
UserForm1.Hide
End Sub

```

Розрахунок геометричних параметрів протектора

	Значення параметрів			Розрахунок
	Початкове	Кінцеве	Крок	
R (мм)	8	12	2	Розрахунок Вихід
L (мм)	60	120	30	
a (рад)	0,75	0,75	1	
R3 (мм)	5	15	5	
R2 (мм)	1	3	1	
F (мм)	2	16	2	

Рис. 1 – Діалогове вікно програми

Додаток Б



приймальних випробувань

Розробка штангообертача та скребків-протекторів для боротьби з парафіноутворенням при видобутку нафти ШСНУ (назва НДР або ДКР)

за договором (наряд-замовленням) №61/99 (шифр договору, наряд-замовлення)

Приймальна комісія в складі:

голови начальник відділу – головний механік ВАТ "Укрнафта" Палиця Євген Іванович
 членів комісії головний інженер НГВУ "Долинанафтогаз" Петриняк Володимир Андрійович - заступник голови комісії;
 начальник виробничого відділу НГВУ "Долинанафтогаз" Костур Богдан Миколайович - член комісії;
 головний інженер Бориславської ЦБВО Кішакевич Любомир Львович – член комісії;
 провідний інженер ВВВ НіГ "Укрнафта" Маряк Степан Григорович - член комісії;
 професор кафедри нафтового обладнання ІФНТУНГ Коней Богдан Володимирович (керівник договору) - член комісії;
 доцент кафедри нафтового обладнання ІФНТУНГ Федорович Ярослав Теодорович - член комісії;
 державний інспектор по нагляду за якістю продукції, дотриманням стандартів, норм і правил Івано-Франківського центру стандартизації, метрології та сертифікації Держстандарту України Гринкевич Володимир Макенмович – член комісії за згодою;
 завідувачий санітарно-гігієнічним відділом Івано-Франківської обласної санітарно-епідеміологічної станції Міністерства охорони здоров'я Соколовський Михайло Зинович - член комісії за згодою;
 інспектор територіального управління Держнагляду охоронпраці по Івано-Франківській області Концур Богдан Федорович – член комісії за згодою.

яка діє на підставі наказу № 490 від 7 серпня 2001 р.

(назва, номер і дата документа про призначення комісії) склала цей

акт про таке:

1 У період із " 1 " листопада 2000 р. по " 31 " грудня 2001 р. комісія
 (дата) (дата)

здійснила приймання НДР(ДКР) " Розробка штангообертача та скребків-протекторів для боротьби з парафіноутворенням при видобутку нафти ШСНУ " (назва НДР або ДКР)

що виконувалася Івано-Франківським державним технічним університетом нафти і газу (назва головного виконавця)

за договором (наряд-замовленням) № 61/99 від 1 листопада 1999 р.

(шифр договору, наряд-замовлення) (дата)

1 листопада 1999р. по 31 грудня 2000р. за ТЗ № 02070855-571-2000 та ТЗ № 02070855-572-2000
 дата початку НДР(ДКР) дата закінчення НДР(ДКР) (позначення ТЗ)
 затвердженим 08.02.2000р.

(дата затвердження ТЗ)

2 Комісії були надані:

-ТЗ № 02070855-571-2000 та ТЗ № 02070855-572-2000;

(позначення ТЗ)

- програма та методика приймальних випробувань;
- конструкторська документація на штангообертач та скребки-протектори;

(нормативна документація передбачена ТЗ (ТУ, СТП, ГСУ)

- дослідний зразок штангообертача та скребків-протекторів, передбачені ТЗ;
- результати попередніх випробувань та інші матеріали, які підтверджують відповідність технологічного процесу (продукції) вимогам нормативних документів на них та конструкторській документації і засвідчують технічний рівень;

- експертні висновки державних, природоохоронних, санітарних органів та органів з охорони праці.

3 Комісія розглянула програму приймальних випробувань НДР(ДКР) та погодилася проводити виймання НДР(ДКР) згідно із запропонованою програмою.

4 Комісія розглянула результати попередніх випробувань та надані матеріали і встановила: штангообертач та скребки-протектори для насосних штанг

(назва технологічного процесу або продукції)

повідують вимогам ТЗ і проекту ТУ.

5 Комісія розглянула подану конструкторську (технологічну) документацію і проект нормативного документа і встановила:

документація відповідає вимогам щодо комплектності, повноти змісту, і правильності оформлення

(коротка оцінка відповідності документації вимогам щодо комплектності, повноти змісту і правильності оформлення);

документація придатна для організації виробництва

придатності документації для організації виробництва)

6 Комісія постановила:

заякати НДР(ДКР) «Розробка штангообертача та скребків-протекторів для боротьби з парафіноутворенням при видобутку нафти ПСНУ» №61/99

(назва та шифр договору, наряд-замовлення)

визначеною відповідно до ТЗ;

- рекомендувати проект ТУ до затвердження;

- присвоїти КД і технологічній документації літеру О.

7 Комісія пропонує:

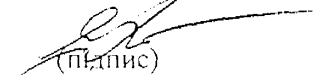
- керівнику Бориславський ЦБВО п.Шмідту А.П.

(назва виготовлювача або споживача)

організувати підготовку виробництва для виготовлення штангообертача та скребків-протекторів в об'ємі до 25 комплектів в рік

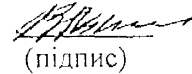
(об'єми виробництва або застосування)

Голова комісії

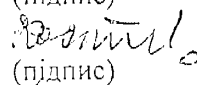

(підпис)

Є.І. Палиця
(ініціали, прізвище)

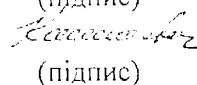
Члени комісії


(підпис)

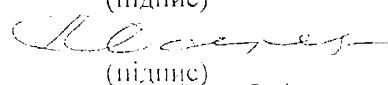
В.А. Петриняк
(ініціали, прізвище)


(підпис)

Б.М. Костур
(ініціали, прізвище)


(підпис)

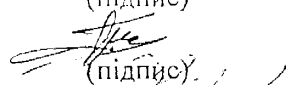
Л. Л. Кішакевич
(ініціали, прізвище)


(підпис)

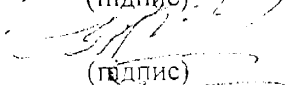
С.Г. Маряк
(ініціали, прізвище)


(підпис)

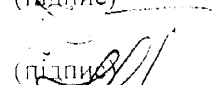
Б.В. Копей
(ініціали, прізвище)


(підпис)

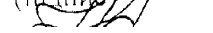
Я.Т. Федорович
(ініціали, прізвище)


(підпис)

В.М. Гринкевич
(ініціали, прізвище)


(підпис)

М.З. Соколовський
(ініціали, прізвище)

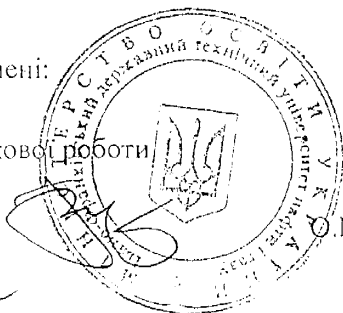

(підпис)

Б.Ф. Концур

З актом ознайомлені:

Проректор з наукової роботи

ІФНТУНГ



О.М.Карпаш

В.В.В

(керівник головного виконавця)

(підпис)

(ініціали, прізвище)

(керівник співвиконавця)

(підпис)

(ініціали, прізвище)

Затверджую

Головний інженер

НГВУ "Долина нафтогаз"

В.А.Петриняк В.А.Петриняк"29" 05 2003р

Акт

впровадження штангообертача ОКШ-100
та насосних штанг з протекторами-скребками,
складений "29" 05 2003р.

Ми, нижчепідписані, представники виконавця ІФНТУНГ – професор кафедри нафтогазового обладнання Копей Б.В., доцент кафедри організації виробництва Воробйов І.В., аспірант кафедри технології машинобудування Копей В.Б., представник НГВУ "Долина нафтогаз" – зав. виробничим відділом Костур Б.М. склали цей акт про те, що в період з 1.01.2002 р. по 31.12.2002 року на обладнаних свердловинними штанговими насосними установками свердловинах Долинського родовища здійснено впровадження штангообертачів ОКШ-100 і насосних штанг з протекторами-скребками згідно ТУ У 02070855-025-2000 та ТУ У 02070855-026-2000 в кількості 12 комплектів. Суттєвих зауважень до роботи штангообертача і насосних штанг з протекторами-скребками немає. Штангообертач ОКШ-100 та насосні штанги з протекторами-скребками відповідають ТУ.

Від ІФНТУНГ

Від НГВУ "Долина нафтогаз"

д.т.н., проф.

Копей Б.В.

к.т.н., доцент

Воробйов І.В.

аспірант

Копей В.Б.

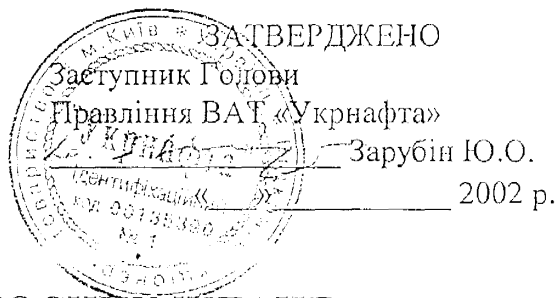
зав. виробничим відділом

Костур Б.М. Костур Б.М.

ДКПІ 11.20.12

ДКНД 75.180.10

УЗГОДЖЕНО
ВАТ "Укрнафта"
Актом приймання
дослідного зразка від 10.01.02



ОБЕРТАЧ КОЛОНИ НАСОСНИХ ШТАНГ

Технічні умови

ТУ У 11.2-00135390-118-2002

(Вводяться вперше)

ВВЕДЕНІ В ДІЮ 01.07.2003

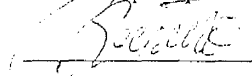
Начальник управління,
видобутку переробки нафти і газу

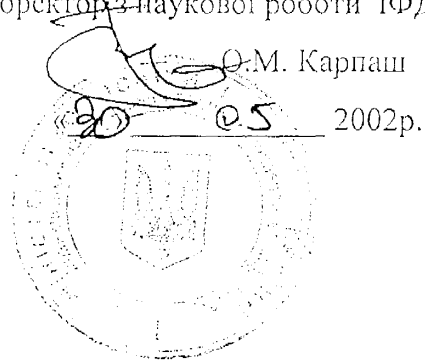
Без обмеження терміну дії


Красько В.І.
« » 2002 р.

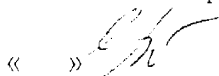
Начальник технічного управління
ВАТ «Укрнафта»


РОЗРОБЛЕНО
Проректор з наукової роботи ІФДТУНГ

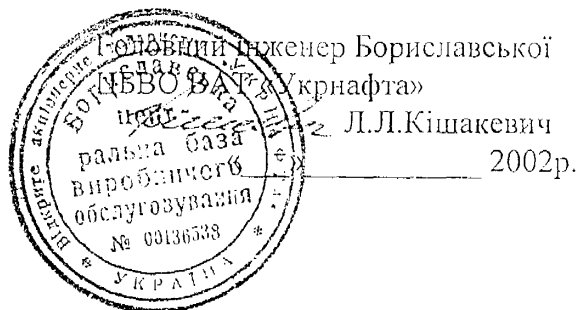

Бульбас В.М.
« » 2002 р.



Начальник відділу головного механіка
ВАТ «Укрнафта»


Палиця Є.І.
« » 2002 р.

Головний інженер
НГВУ «Долинанافتогаз»

Четриняк В.А.
«25» 07 2002 р.



Івано-Франківськ
2002рік

ДКПП 11.20.12

ДКНД 75.180.10

УЗГОДЖЕНО
ВАТ «Укрнафта»
Актом приймання
дослідного зразка від 10.01.02

ЗАТВЕРДЖЕНО
Заступник Голови
Правління ВАТ «Укрнафта»
[Signature] Зарубін Ю.О.
_____ 2002 р.

НАСОСНІ ШТАНГИ З СКРЕБКАМИ-ПРОТЕКТОРАМИ

Технічні умови

ТУ У 11.2-00135390-117-2002

(Вводяться вперше)

ВВЕДЕНІ В ДІЮ 31.07.2003

Начальник управління,
видобутку переробки нафти і газу

Без обмеження терміну дії

[Signature] Красько В.І.
« _____ » _____ 2002 р.

Начальник технічного управління
ВАТ «Укрнафта»

РОЗРОБЛЕНО
Проректор з наукової роботи ІФДТУНГ

[Signature] Бульбас В.М.
« _____ » _____ 2002 р.

[Signature] О.М. Карпан
« 30 05 » _____ 2002р.

Начальник відділу головного механіка
ВАТ «Укрнафта»

[Signature] Палиця Є.І.
« _____ » _____ 2002 р.

Головний інженер
ЦЕВУ «Долинанафтогаз»

[Signature] Петриняк В.А.
« 29 07 » _____ 2002 р.

Ботолінійний інженер Бориславської
БЗВ «ВАТ «Укрнафта»

[Signature] Л.Л.Кішакевич
« _____ » _____ 2002р.

Івано-Франківськ
2002рік