Міністерство освіти і науки України

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Інститут інженерної механіки та робототехніки

Кафедра нафтогазових машин та обладнання

Лазар Андрій Ярославович
(прізвище, ім'я, по-батькові)

УДК 622.2

МАГІСТЕРСЬКА РОБОТА

Розроблення устаткування для досліження ущільнень відцетрових насосів
(назва роботи)

Обладнання нафтових і газових промислів
(назва освітньої програми)
185 – «Нафтогазова інженерія та технології»
(шифр і назва спеціальності)

_____
(підпис, ініціали та прізвище здобувача освітнього рівня)

Науковий керівник
Дейнега Р.О. канд. техн. наук, доцент
(прізвище, ім'я, по-батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Допущено до захисту

Завідувач кафедри
доцент Я. Т. Федорович
(посада) (підпис) (дата) (ініціали та прізвище)

Рецензент
доцент Т. П. Венгринюк
(посада) (підпис) (дата) (ініціали та прізвище)

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

Івано-Франківськ – 2025 рік

З М І С Т

1 Аналіз умов роботи секційних відцентрових насосів 5
1.1 Аналіз роботи секційного відцентрового насоса 5
1.2 Аналіз найбільш швидкозношувальних вузлів секційного відцентрового насоса 7
1.3 Обґрунтування доцільності вдосконалення конструкції ущільнюючого вузла насоса відцетрового секційного насоса та розроблення випробувального стенда .. 9
2 Аналіз існуючих конструкцій торцевих ущільнень 12
3 Розроблення удосконаленої конструкції ущільнення 21
3.1 Удосконалення конструкції ущільнення 21
3.2 Вибір матеріалів ущільнення 24
4 Лабораторний стенд для випробування матеріалів ущільнюючих кілець торцевих ущільнень 37
4.1 Розробка конструкції лабораторного стенду для випробування матеріалів ущільнюючих кілець торцевих ущільнень 37
4.2 Розроблення програми і методики випробування на лабораторному стенді ... 39
5 Інженерні розрахунки 52
5.1 Розрахунок пари тертя торцевого ущільнення 52
5.2 Розрахунок пресової посадки ущільнюючого кільця 57
5.3 Розрахунок вала насоса 59
Висновки 65
Перелік посилань на джерела 66

Вступ

Актуальність роботи.

На підставі аналізу умов експлуатації насосів типу ЦНС та характеру зношування їх основних вузлів встановлено, що вирішальну роль у забезпеченні надійної та безвідмовної роботи відцентрового насоса відіграє ущільнюючий вузол. Раціональний вибір його конструктивного виконання й матеріалів ущільнювальних елементів дає змогу суттєво підвищити ефективність роботи насоса в конкретних експлуатаційних умовах. Водночас у середовищах із підвищеною хімічною активністю ресурс пар тертя цього вузла залишається обмеженим, що призводить до прискореного зношування та зниження надійності агрегату. Це обумовлює актуальність створення спеціалізованого випробувального стендового обладнання для відтворення процесів тертя в торцевих ущільненнях і дослідження їх роботи. Метою таких досліджень є оптимальний підбір матеріалів торцевих пар тертя з урахуванням впливу різних експлуатаційних середовищ.

Мета і завдання дослідження. Метою роботи є розроблення конструкції стенду та програми і методики випробовувань досліження ущільнень відцетрових насосів.

Для досягнення поставленої мети необхідно:

– виконати аналіз існуючих конструкцій торцевих ущільнеь;

– розробити вдосконалену конструкцію ущільнюючого вузла;

– спроєктувати лабораторний стенд для випробування ущільнюючих кілець торцевих ущільнень;

– розробити програму та методику проведення випробувань на створеному стенді.

Об’єкт досліджень. Розроблення конструкції лабораторного стенду та програми і методики для виробовувань ущільнюючих кілець торцевих ущільнень.

Предмет дослідження. Конструкції ущільнення та лабораторного стенду.

Методи дослідження. Аналітичний методи для збору і обробки інформації.

1 Аналіз умов роботи секційних відцентрових насосів

Однією з проблем, які впливають на ресурс роботи насосів типу ЦНС є недосконаліть конструкції та малий термін служби ущільнень. Тому, для вирішення поставленої задачі, виникає необхідність застосування конструктивних рішень, що забезпечить підвищення довговічності ущільнюючого вузла та надійності роботи насоса в цілому.

Різні вітки промисловості, в тому числі нафтове та хімічне машинобудування відчувають гостру потребу в матеріалах, що володіють високою міцністю, зносостійкістю, високою стійкістю до температурних впливів, технологічністю.

Робота великої кількості деталей вузлів тертя нафтового та хімічного обладнання потребують застосування зносостійких матеріалів при роботі з агресивними середовищами за наявності абразиву. В таких важких умовах працюють ущільнення різноманітного обладнання, в тому числі і відцентрових насосів. При цьому термін служби пар тертя даного вузла в умовах присутності хімічно-активного середовища є досить малим. Це вказує на актуальність питання про розробку дослідного стендового обладнання для моделювання процесів тертя в торцевих ущільненнях з метою оптимального підбору їх матеріалів в умовах дії різних експлуатаційних середовищ.

1.1 Аналіз роботи секційного відцентрового насоса

Насосний агрегат, створений на основі насоса типу ЦНС, використовується для закачування стічних і промислових вод у нагнітальні свердловини в системах підтримання пластового тиску (ППТ), що є одним із ключових методів інтенсифікації видобутку нафти та газу [1]. Такі агрегати забезпечують стабільну роботу родовищ і дозволяють підвищити коефіцієнт вилучення вуглеводнів за рахунок підтримання необхідних гідродинамічних умов у пласті.

Насос ЦНС належить до відцентрових насосів горизонтального виконання, має секційну однокорпусну конструкцію з однобічним розміщенням робочих коліс.

У його складі передбачені гідравлічна п’ята, підшипники ковзання, а також переднє і заднє кінцеві ущільнення комбінованого типу, що поєднують щілинне ущільнення та ущільнення з м’якою сальниковою набивкою марки АГ-1 відповідно до вимог ДСТ 5152–77. Щілинне ущільнення виконує функцію зниження навантаження на сальниковий вузол і забезпечує відвід води в безнапірну ємність під час роботи насоса при тиску у вхідному патрубку в діапазоні 0,6–3,0 МПа. За умов, коли тиск на вході в насос знижується до значень менше 0,1 МПа, передбачено підведення води до кінцевих ущільнень для запобігання підсмоктуванню повітря через сальники та для їх ефективного охолодження [2].

Корпус насоса сформований із набору окремих секцій, а також вхідної та напірної кришок і кінцевих ущільнювальних елементів. Основними несучими деталями є вхідна і напірна кришки з лапами, розміщеними у площині, паралельній горизонтальній осі насоса. Кріплення агрегату до фундаментної плити здійснюється за допомогою двох циліндричних штифтів, установлених у лапах вхідної кришки. Конструктивно вхідний патрубок розташований горизонтально, тоді як напірний — у вертикальному положенні.

Напірну кришку виготовляють з якісної вуглецевої сталі марки 25Л, вхідну кришку — з сірого чавуну СЧ 21-40, а корпуси секцій — з поковок хромистої сталі 20Х13. Усередині секцій із натягом установлюються суцільнолиті направляючі апарати з тієї ж сталі, які фіксуються штифтами для запобігання провертання. Герметизація стиків секцій забезпечується спеціальними ущільнювальними пасами, а додатково застосовуються гумові кільця. З’єднання секцій між собою та з кришками здійснюється за допомогою восьми шпильок.

Ротор насоса складається з литих робочих коліс, установлених на валу з ковзною посадкою, розвантажувального диска, захисних втулок і допоміжних деталей. Для зменшення протікань уздовж вала стики між робочими колесами ретельно притираються до щільного металевого контакту, а їх ущільнення виконані за щілинною схемою.

Опорою ротора слугують підшипники ковзання з примусовою або кільцевою системою змащення. Вкладиші підшипників виготовляються зі сталі та

заливаються бабітом, маючи циліндричну посадку в корпусі. У корпусі підшипника передбачені канали для подачі та зливу мастила, а також місце для встановлення датчика температури. На задньому підшипнику розміщено візуальний індикатор осьового положення ротора, а на випадок аварійного вибігу при відключенні електроенергії передбачене резервне змащення.

Система водяного охолодження забезпечує подачу приблизно 6 м³/год води на маслоохолоджувач МХ-4, а також охолодження і герметизацію кінцевих ущільнень при роботі насоса з тиском на вході нижче атмосферного.

Відцентрові насоси належать до класу енергетичних машин і призначені для перетворення механічної енергії приводу в енергію руху рідини. До складу насосної установки, крім самого насоса, входять привід обертання, вхідний і вихідний патрубки, контрольно-вимірювальні прилади, запірно-регулююча арматура, з'єднувальна муфта з кожухом, а також системи масляних і водяних трубопроводів.

Основними елементами одноступінчатого відцентрового насоса є робоче колесо, вал і корпус. Робоче колесо встановлюється на валу та розміщується всередині корпусу. Рідина надходить у міжлопатеві канали через вхідний отвір колеса, а далі відводиться в спіральний канал. Під час обертання колеса потік взаємодіє з лопатями, унаслідок чого рідина набуває як поступального, так і обертального руху. У спіральних відводах одноступінчатих насосів або напрямних апаратах багатоступеневих агрегатів відбувається перетворення частини кінетичної енергії потоку в потенціальну.

1.2 Аналіз найбільш швидкозношувальних вузлів секційного відцентрового насоса

Насоси типу ЦНС, що застосовуються в системах підтримання пластового тиску, працюють у складних експлуатаційних умовах, оскільки перекачують стічні води нафтопромислового походження. Такі рідини характеризуються підвищеною агресивністю та високою корозійною активністю, а також містять значну кількість

механічних домішок. Додатковим негативним фактором, який істотно впливає на працездатність насосного обладнання, є високий робочий тиск, що створюється агрегатом. У результаті цього деталі, розташовані поблизу нагнітального патрубка, зазнають значно інтенсивнішого зношування порівняно з іншими елементами конструкції.

Поєднання корозійного впливу, абразивної дії твердих частинок та високих гідравлічних навантажень призводить до прискореного корозійно-гідроабразивного зношування деталей насоса, які безпосередньо контактують з робочою рідиною. Зокрема, опори ротора зношуються досить швидко внаслідок дії значних питомих тисків на вал, що виникають під впливом маси встановлених на ньому елементів і тиску перекачуваної рідини. Додатково на інтенсивність зношування впливає велика колова швидкість у парі «вал – вкладиші підшипників», обумовлена значним діаметром вала та високою частотою обертання електродвигуна.

Суттєвому зносу також піддаються робочі колеса, проточні частини направляючих апаратів, ущільнення секцій і робочих коліс, напірний патрубок та захисні втулки вала. Проте найменший ресурс роботи серед перелічених вузлів має контактне ущільнення насоса, яке є найбільш уразливим елементом конструкції.

Термін служби контактного (сальникового) ущільнення, як правило, не перевищує приблизно 100 годин безперервної роботи [3], після чого виникає необхідність зупинки насоса, розбирання сальникового вузла та заміни зношеної набивки. Оскільки контактне ущільнення не здатне працювати за високих тисків, перед ним установлюється щілинне ущільнення, яке забезпечує зниження тиску до рівня близько 0,5 МПа, прийнятного для нормальної роботи сальника.

Щілинне ущільнення, як безконтактний елемент, характеризується значно більшим ресурсом. Водночас сальникова набивка швидко зношується через наявність у рідині абразивних домішок і потребує постійного охолодження. Для цього між набивкою та захисною втулкою формується тонкий шар рідини, що неминуче спричиняє витоки, знижуючи гідравлічний коефіцієнт корисної дії і загальну ефективність насоса.

Крім втрат рідини, виникають і додаткові теплові навантаження, пов’язані з перетоками рідини під тиском уздовж вала. За певних умов температура може досягати значень, за яких відбувається зміна структури матеріалів деталей насоса та порушення щільності прилягання сальникової набивки.

Таким чином, ущільнюючий вузол є ключовим елементом, що визначає надійність і безвідмовність роботи відцентрового насоса. Раціональний вибір його конструкції та матеріалів дозволяє суттєво підвищити ефективність роботи насосного агрегату в конкретних експлуатаційних умовах.

1.3 Обґрунтування доцільності вдосконалення конструкції ущільнюючого вузла насоса відцетрового секційного насоса та розроблення випробувального стенда

Аналіз експлуатації насосів типу ЦНС свідчить про наявність суттєвих недоліків у роботі традиційних сальникових ущільнень, що підтверджує необхідність їх подальшого вдосконалення. Використання цих морально та фізично застарілих ущільнювальних пристроїв супроводжується значними витратами фінансових ресурсів і часу, пов’язаними з регулярним технічним обслуговуванням, підтягуванням сальника під час роботи та періодичною заміною зношеної набивки. Крім того, застосування контактних ущільнень призводить до істотних витоків робочої рідини через сальниковий вузол, яка відводиться в дренажну систему. Відповідно до паспортних характеристик насосів ЦНС, сумарні зовнішні втрати рідини при використанні сальникових ущільнень становлять близько 0,1 м³/год [4], що негативно позначається на економічній ефективності роботи як окремого насоса, так і всієї блочної насосної компресорної станції загалом.

З метою підвищення експлуатаційних показників ущільнюючого вузла доцільним є оснащення насосів торцевими ущільненнями, які мають низку істотних переваг порівняно з контактними. Хоча вартість торцевих ущільнень є вищою, вона компенсується значно більшим терміном їх служби у порівнянні з манжетними та сальниковими ущільненнями. Крім того, використання сучасних

типів сальникових набивок поступово наближає їх вартість до вартості торцевих ущільнень, зменшуючи економічну доцільність застосування традиційних рішень. При цьому зовнішні витрати рідини при оснащенні насоса торцевим ущільненням знижуються до приблизно 0,0005 м³/год [4], що суттєво підвищує загальний коефіцієнт корисної дії агрегату.

Однією з проблем контактних ущільнень є значне тепловиділення, спричинене перетоками рідини під тиском, унаслідок чого температура може досягати значень, за яких змінюється структура матеріалів деталей насоса та погіршується щільність прилягання сальникової набивки. Торцеві ущільнення, навпаки, характеризуються стабільнішою роботою за високих температур і тисків.

Широке впровадження торцевих ущільнень зумовлене також іншими їх перевагами [5]: вони практично не потребують обслуговування в нормальних умовах експлуатації, здатні працювати у важких і агресивних середовищах, забезпечують працездатність у широкому діапазоні температур від –200 до +450 °С, допускають високі швидкості ковзання пар тертя (понад 100 м/с), менш чутливі до биття та осьового зміщення вала і можуть виготовлятися для валів різних діаметрів. Водночас до їх недоліків слід віднести певні труднощі заміни, пов’язані з необхідністю часткового розбирання насосного агрегату.

Торцеві ущільнення характеризуються низькими значеннями параметрів тиску та швидкості (P·V), а як пружні елементи в них зазвичай застосовуються гумові сильфони, мембрани або ущільнювальні кільця з пружинами, які можуть бути як нерухомими, так і обертовими [3]. Поєднання в конструкції насоса ущільнень двох типів дозволяє одночасно підвищити ресурс роботи контактного ущільнення та знизити теплові навантаження на деталі агрегату.

Водночас однією з основних причин відмов торцевих ущільнень залишається недостатня довговічність матеріалів торцевих пар тертя, що зумовлено наявністю в перекачуваній рідині абразивних частинок і корозійно-активних компонентів. У зв’язку з цим виникає потреба у створенні спеціалізованого випробувального обладнання для дослідження та підбору матеріалів торцевих пар тертя з підвищеною зносостійкістю в різних умовах експлуатації. Такі дослідження

доцільно проводити на стендах типу машин тертя, які дозволяють визначати коефіцієнт і момент тертя, інтенсивність зношування та стан поверхонь контактуючих елементів.

2 Аналіз існуючих конструкцій торцевих ущільнень

Серед ущільнень валів, що обертаються, торцеві ущільнення найбільш різноманітні за конструкціями, хоча усі конструкції працюють за одніою схемою.

На рис. 2.1 показана принципова схема торцевого ущільнення. Обертовий вал 1 туго зв'язаний за допомогою елемента 4 з кільцем 2. Його торцева поверхня притискається до нерухомого кільця 3, з'єднаного з корпусом машини 5. Отже, кільця 2 і 3 утворюють плоску пару тертя. Зазор між ними визначає величину втрат рідини або газу, що знаходиться в корпусі машини під тиском Р. Елемент 4, повинен забезпечувати щільне та постійне прилягання кілець 2 і 3 одне до одного при вібраціях, зміщеннях валу та зношуванні пари тертя [3].

Торцеві ущільнення можна класифікувати за конструктивними особливостями їхніх упорних елементів. Ці особливості визначають не тільки зовнішній вигляд, але і динаміку торцевих ущільнень.

Упорними елементами, на рис. 2.2 вони показані прямокутниками з діагоналями, є пружини з ущільнюючими кільцями, сильфони та мембрани з пружинами та без них.

Наведені в класифікації, основні типи конструкцій ущільнень показані схематично. Вони поділені на торцеві ущільнення з нерухомими та обертовими пружніми елементами.

Ущільнення з обертовими та нерухомими упорними елементами можуть бути внутрішніми та зовнішніми. В першому випадку більша частина поверхні ущільнення контактує з рідиною, а в другому – упорний елемент встановлюють з зовнішньої сторони.

В якості упорних елементів для торцевих ущільнень усіх типів використовують сильфони та ущільнюючі кільця або манжети з пружинами. Мембрани використовують тільки в якості нерухомих упорних елементів, через їх великі розміри в радіальному напрямку.

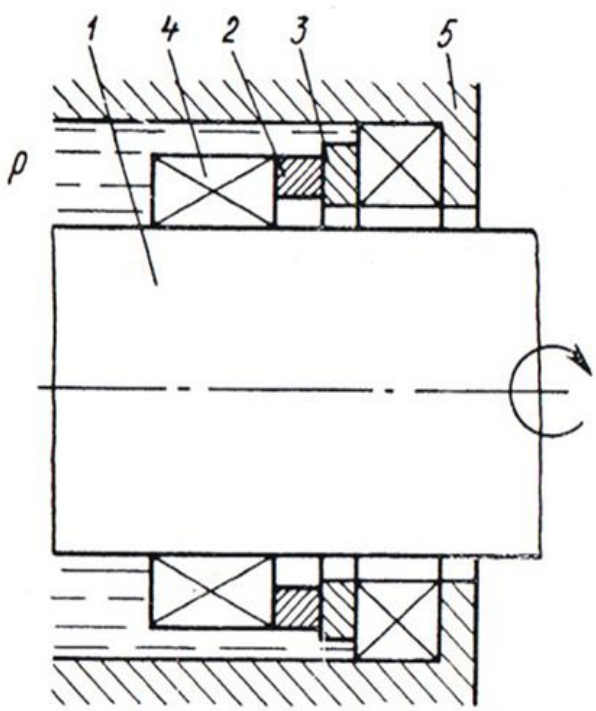


Рисунок 2.1 − Принципова схема торцевого ущільнення

Торцеві ущільнення можуть бути одинарними або подвійними. Особливо часто використовують одинарні, рідше – подвійні, що є комбінацією двох одинарних. Конструкції з трьох торцевих ущільнень використовують в випадках, коли потрібна особлива надійність ущільнення вала (наприклад, в ущільненнях валів циркуляційних насосів атомних електростанцій).

Як правило, в подвійні торцеві ущільнення подається запірна рідина під тиском 0,05-0,2 МПа, що є більшим за тиск робочої рідини безпосередньо перед ущільненням [6].

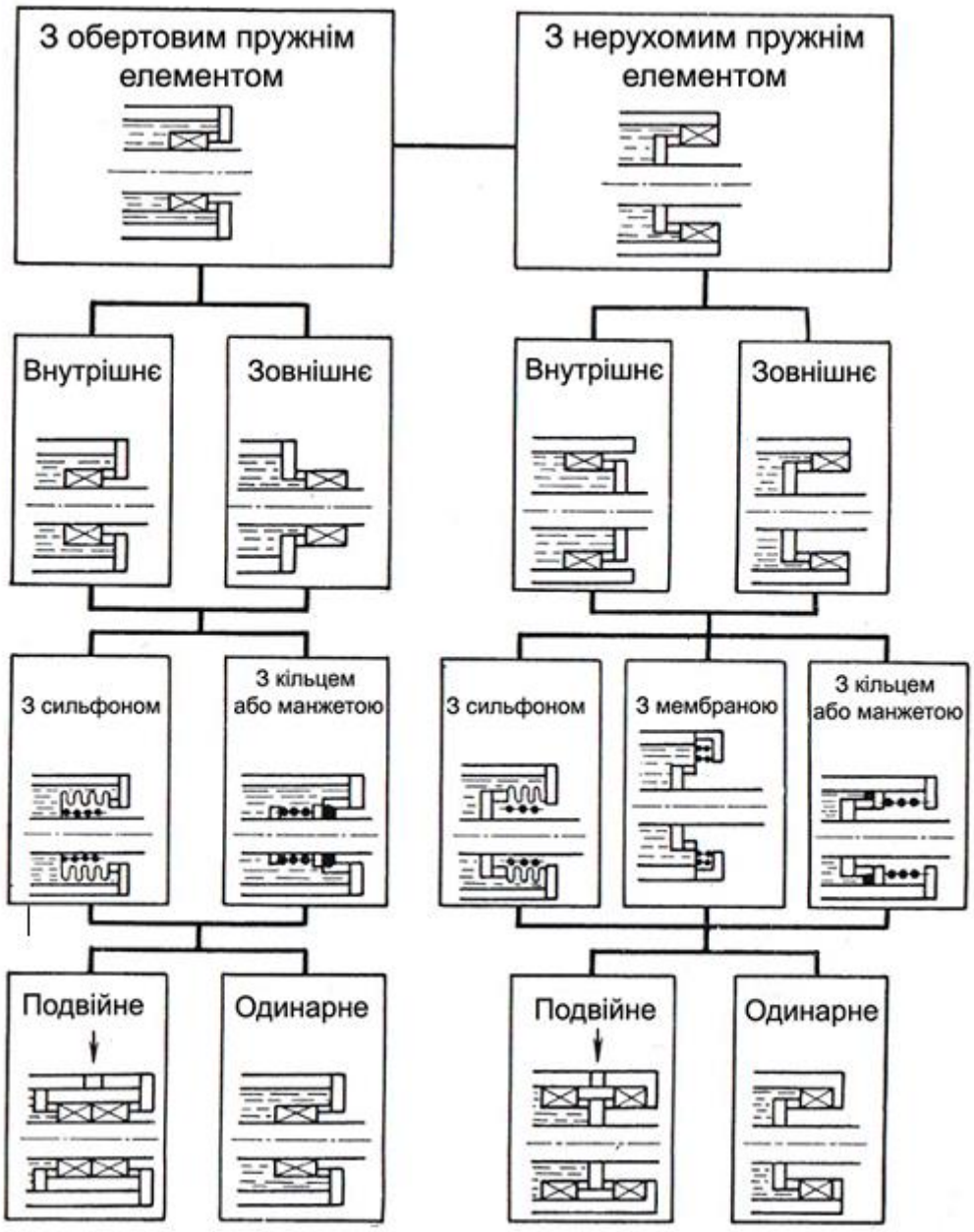


Рисунок 2.2 – Конструкції торцевих ущільнень

Наведена класифікація не охоплює весь різновид конструкцій торцевих ущільнень. В ній, зокрема, не виділені гідравлічно розвантажені ущільнення, не розвантажені, з однією чи декількома пружинами, двоступінчасті і т.д., так як відмінності в конструкціях при цьому є незначними.

Вибір тієї чи іншої конструкції торцевого ущільнення залежить, зокрема, від властивостей середовища, для якого передбачається дане ущільнення. До властивостей відносяться: агрегатний стан (газ, рідина), тиск, температура, в'язкість, вміст механічних домішок, солей, хімічна агресивність по відношенню

до конструкційних матеріалів, токсичність, горючість. Іншими, не менш важливими факторами, що визначають конструктивні характеристики ущільнення, є: діаметр та швидкість обертання вала, його биття і можливі зміщення, максимально допустимі габаритні розміри ущільнення, умови його збирання та розбирання.

Різні поєднання перерахованих вище характеристик дозволяють погрупувати конструкції ущільнень по умовах їх застосування наступним чином: 1) ущільнення для неагресивних середовищ (вода, масла, нафтопродукти); 2) ущільнення для агресивних середовищ (кислоти, луги, розчини солей, пари, гази – продукти хімічної, нафтохімічної та інших віток промисловості); 3) ущільнення для середовищ з високим вмістом твердих домішок; 4) спеціальні ущільнення.

Ущільнення перших трьох груп характеризується великою різноманітністю конструкцій. Вони випускаються великими серіями і широко застосовуються в різних машинах та установках.

Спеціальні ущільнення – дрібносерійні і навіть індивідуальні ущільнення, що виготовляються для специфічних, часто особливо важких умов роботи. До таких умов можна віднести високий тиск, високу або низьку температуру, високу швидкість обертання вала, великий діаметр вала, необхідність розбирання ущільнення без розбирання машини, потреба у високій надійності машини і т.д.

В якості характеристики ступеню важкості умов роботи ущільнення вибирають два парметри: тиск середовища перед ущільненням (p) та швидкість ковзання (V) в парі тертя (визначається діаметром та частотою обертання вала). Добуток тиску (МПа) на швидкість (м/с) дає значення третього параметру – $p \cdot V$.

Поєднання властивостей робочого середовища з параметрами p,V і $p \cdot V$ дає можливість вибрати ту чи іншу конструкцію торцевого ущільнення.

За пропозицією Майера, значення параметрів p,V і $p \cdot V$ різних торцевих ущільнень розділені на 4 групи [7] (табл. 2.1).

Таблиця 2.1 − Групи тоцевих ущільнень

Група	Тиск p, МПа	Швидкість ковзання V, м/с	$p \cdot V$, МПа·(м/с)
I	≤ 0,1	≤ 10	≤ 1
II	≤ 1	≤ 10	≤ 5
III	≤ 5	≤ 20	≤ 50
IV	≤ 5	> 20	> 50

Таким чином, будь-яке торцеве ущільнення можна характеризувати за областю застосування, за розміщенням та виглядом його упорного елементу та за параметром $p \cdot V$.

Розглянемо конструкції різних ущільнень відповідно до класифікації, поданої вище.

Ущільнення для неагресивних середовищ (вода, нафтопродукти).

До них відносяться ущільнення масового виробництва, які встановлені у відцентрових насосах водяного охолодження двигунів внутрішнього згорання (авіаційних, тракторних, автомобільних, суднових), в побутових машинах (пральних, холодильних, сушильних), в автоматах, в різних об’ємних насосах (шестеренчастих, гвинтових).

Ущільнення характеризується низькими об’ємними параметрами $p \cdot V$. В якості пружних елементів використовують в основному гумові сильфони, гумові мембрани чи ущільнюючі кільця з пружинами. Пружні елементи виконують в основному як обертовими, так і нерухомими.

На рис. 2.3 показано одне з таких ущільнень масового виробництва. Ущільнення працює при тиску рідини до 0-0,4 МПа, температурі від –10 до +100°С. Його встановлюють на вали з діаметром до 25мм і частотою обертання до 3000 об/хв. Ущільнення виконується з обертовим пружнім елементом у вигляді пружини 1 і гумового сильфона 2.

Ущільнення, показане на рис. 2.4, виконане з нерухомим пружним елементом у вигляді пружини 1 з мембраною 2. Воно працює при тиску рідини до 0,6МПа і

температурі від – 40 до +100 °С. Його встановлюють на вали з діаметром до 30мм і частотою обертання до 3000 об/хв.

Ущільнення, в основному, призначено для насосів системи охолодження двигунів внутрішнього згорання.

До багатосерійних можна також віднести ущільнення валів відцентрових насосів для водопостачання, теплоенергетики, нафтової промисловості. Ці ущільнення працюють при більш високих параметрах і по параметрах $p \cdot V$ відповідають групам II, III і частково IV. Дані ущільнення працюють при середніх і високих тисках рідин, тому їх пружні елементи виконані, в більшості випадків, у вигляді пружин з ущільнюючими гумовими кільцями круглого перерізу, які легше витримують дію тисків , ніж мембрани і сильфони.

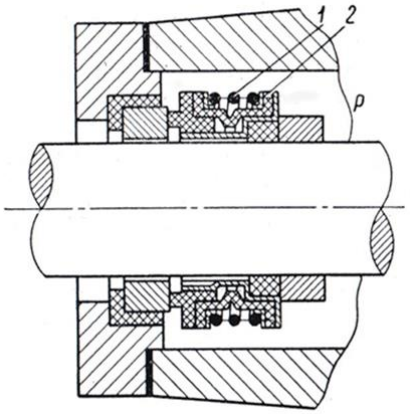


Рисунок 2.3 – Ущільненння з обертовим гумовим сильфоном

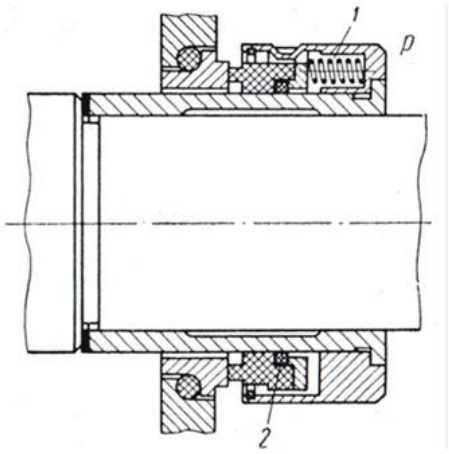


Рисунок 2.4 – Ущільнення з гумовими ущільнюючими кільцями круглого перерізу

На рис. 2.5 показане ущільнення з мембраною, яке виготовляється Налічним машинобудівним заводом. Ущільнення працює при тиску від 0 до 0,5 МПа температурі до 90 °С; установлюють на вали з діаметром до 90мм і частотою обертання до 3000 об/хв.

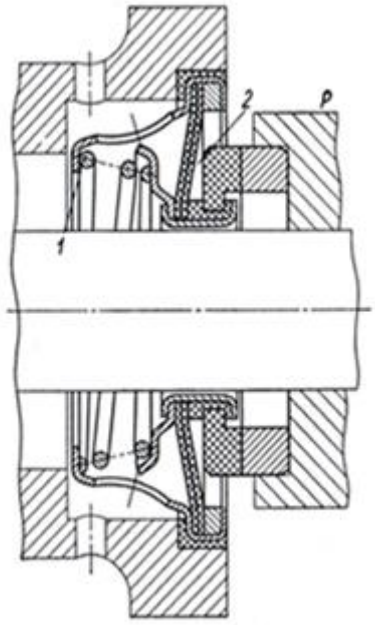


Рисунок 2.5 – Ущільнення з мембраною

Ущільнення виконане з обертовим пружнім елементом у вигляді декількох пружин 1 і гумового ущільнюючого кільця 2 круглого перерізу.

На рис. 2.6 показано подвійне торцеве ущільнення, що виготовляється Нальчикським машинобудівним заводом для відцентрових насосів, що перекачують легко киплячі нафтопродукти при переробці нафти (етан, пропан, бутан).

Ущільнення використовують для тисків рідин від вакууму до 2,5МПа, температур від -80 до +200 °С та встановлюють на вали діаметром до 90мм та частотою обертання до 3600 об/хв.

Ущільнення виконано з обертовим пружнім елементом в виді декількох пружин 1 та конічних ущільнюючих кілець 2 (з фторопласту-4). В корпус ущільнення подається запірна рідина (як правило, масло), що циркулює через систему акумулятора та холодильника під дією гвинтових виступів, виконаних на

зовнішній поверхні обойми 3. Тиск запірної рідини в камері ущільнення підтримується на 0,05-0,15МПа вище тиску робочого середовища перед ущільненням.

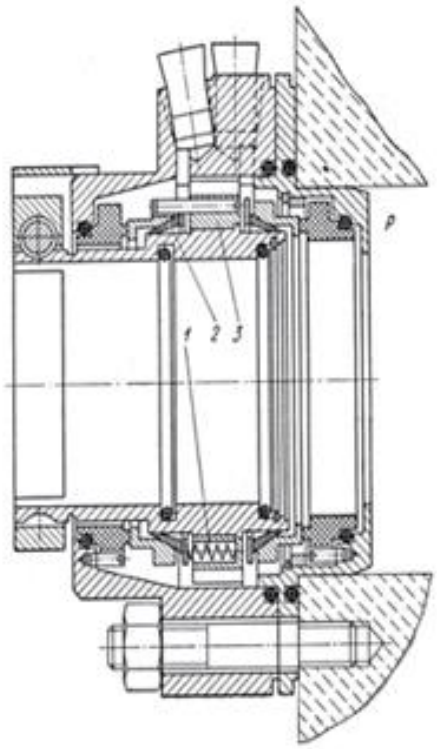


Рисунок 2.6 – Підвійне торцеве ущільнення для легкотекучих нафтопродуктів

На рис. 2.7 показано торцеве ущільнення живильного відцентрового насосу, що було розроблено на ВНИИГидромаш. Ущільнення працює при тиску води до 6МПа і температурі до 90 °С. Його встановлюють на вал з діаметром 80мм і частотою обертання 1500 об/хв.

Ущільнення має нерухомий пружній елемент і гумове кільце круглого перерізу. Пара тертя ущільнення складається з обертового 1 і нерухомого 2 кілець, виготовлених із силіційованого графіту і вклеєних в металічні деталі.

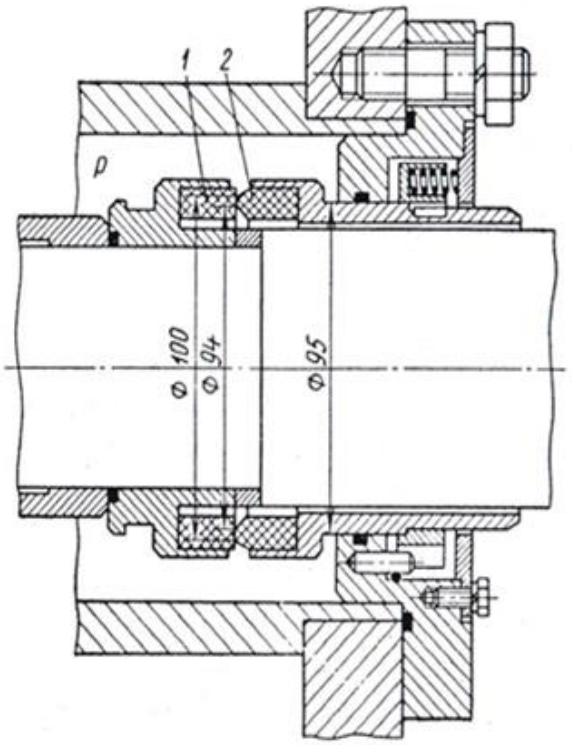


Рисунок 2.7 – Торцеве ущільнення живильного відцентрового насосу (конструкція ВНИИГидромаш)

Особливістю ущільнення являється те що його пружній елемент розміщений в ізольованій від середовища простору, який заповнений консистентним мастилом.

Характерним для описаних ущільнень є використання порівняно простих, не наділених високою корозійною стійкістю матеріалів для виготовлення їх деталей, за виключенням матеріалів пар тертя, в яких, як правило, поєднуються властивості високої зносостійкості та корозійної стійкості.

Як ми бачимо, розглянуті конструкції прототипів торцевих ущільнень, є не досконалими і не в повній мірі задовольняють умовам роботи відцентрового насоса, що використовується в системі підтримання пластового тиску. Тому, необхідне розроблення більш нової конструкції ущільнюючого вузла вала насосу ЦНС для конкретних умов експлуатації (перекачувана рідина – солена вода, ρ=1063-1126 кг/м³ [4]).

3 Розроблення удосконаленої конструкції ущільнення

3.1 Удосконалення конструкції ущільнення

Виходячи з аналізу прототипів конструкцій ущільнень насосів ЦНС, пропонується конструкція ущільнюючого вузла, зображена на рис. 3.1.

В даному торцевому ущільненні, пара тертя реалізована рухомою та нерухомою втулками, кожна з яких ущільнена відповідно відносно вала та відносно корпуса насосу за допомогою пружно встановлених ущільнюючих кілець з еластичного матеріалу, гуми. Торцеве ущільнення також містить пружину, що притискає рухому втулку до нерухомої [8].

Умови відведення тепла від пари тертя є сприятливими, так як нерухома втулка вмонтована в кришку щільно, без зазору. Внаслідок цього, виключається одне з двох ущільнюючих кілець, найбільш вразливих елементів конструкції, а також підвищується надійність та довговічність останнього. Це забезпечується тим, що нерухома втулка виконується з матеріалу, що має більшу теплопровідність, ніж рухома. Таке поєднання матеріалів забезпечує інтенсивне відведення тепла та її розсіювання на корпусі при холостому ході насоса, що сприяє збереженню фізико-механічних властивостей ущільнюючого кільця пари тертя.

Будова та принцип роботи ущільнюючого вузла, зображеного на рис. 3.1 полягає в наступному.

Торцеве ущільнення включає пару тертя, що складається з двох втулок: нерухомої 4, закріпленої в корпусі насоса та ущільненої гумовим кільцем, і рухомої 5, закріпленої на валу та ущільненої з ним ущільнюючим гумовим кільцем. Пружина 8 утримує пару тертя в постійному контакті. Одночасно, пружина компенсує зношування торцевих кілець, підтримуючи постійний контакт поверхонь пари тертя.

Під дією пружини 8 та гідростатичного тиску перекачуваної рідини, кільце 6, що закріплене в рухомій втулці 5, щільно притискається до кільця 7, закріпленого

в нерухомій втулці 4. Також, під дією гідростатичного тиску, рухома втулка 5 додатково самоущільнюється з валом.

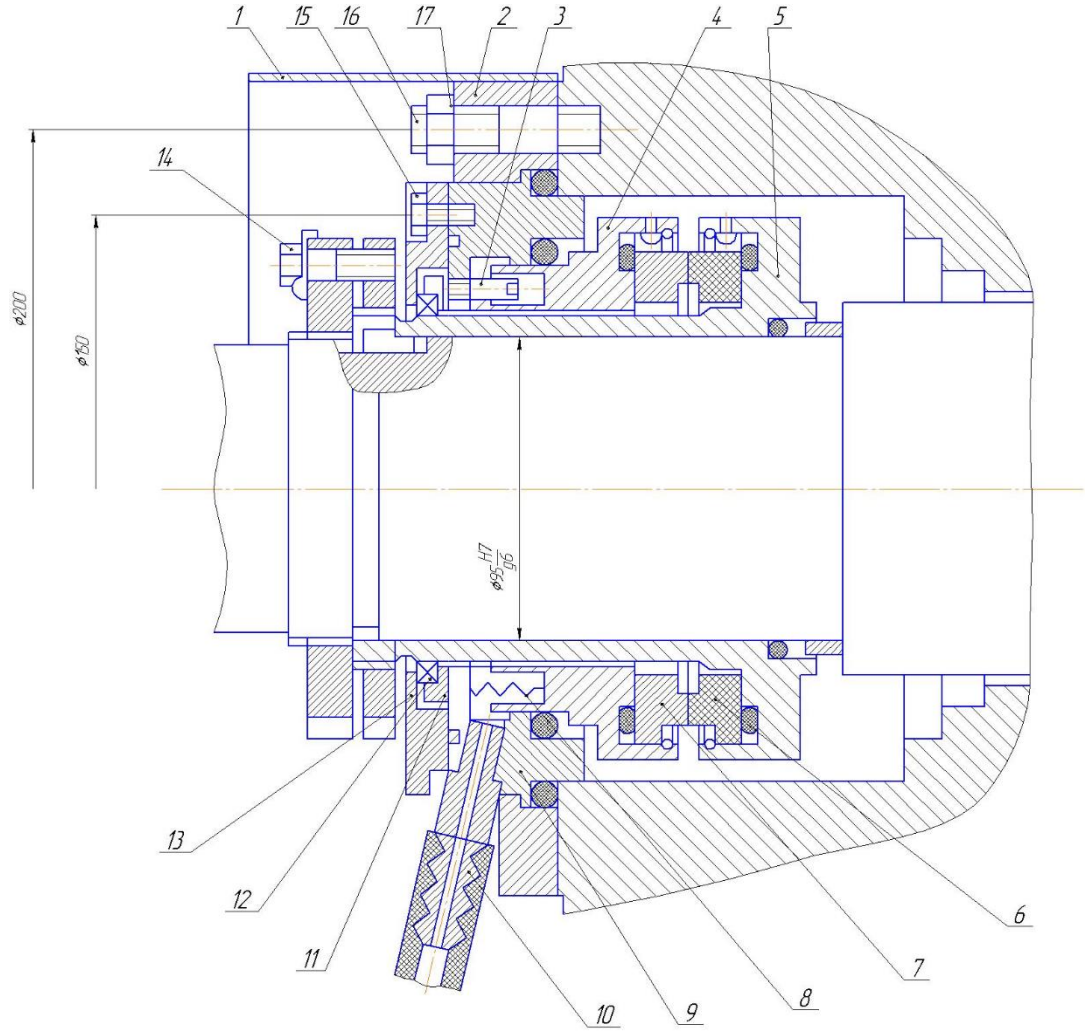


Рисунок 3.1 − Конструкція запропонованого торцевого ущільнення

При роботі насоса на холостому ході, на пару тертя діє тільки зусилля стиснутої пружини 8, яке є суттєво меншим за силу гідростатичного тиску перекачуваної рідини. Як наслідок, сила тертя, а тим самим і теплоутворення в зоні контакту торцевих кілець, різко зменшується. В силу цього, а також завдяки щільному закріпленню нерухомої втулки 4, що виконана з більш теплопровідного матеріалу, ніж втулка 5, в корпусі насоса, з’являється можливість повністю відводити від пари третя тепло на корпус насоса і розсіювати його в навколишнє середовище. Таким чином, попереджується перегрівання кільця 7 та передчасна втрата фізико-механічних властивостей матеріалу, з якого воно виготовлене. Також, для відводу тепла, яке виникає при протіканні рідини по поверхні ковзання,

необхідно забезпечити мінімальний потік в ущільненні. Причому рух рідини може бути будь-яким і залежить від умов, які виникають і робочої рідини. Для цього в корпусі ущільнення передбачений отвір для під'єднання трубопроводу.

Розглядуване торцеве ущільнення можна застосувати при перекачці чистої або легко забрудненої неагресивної рідини. Ущільнення не повинно використовуватись для перекачки повітря і газів, тому не можуть використовувати при наявності вакууму.

Рухомі елементи ущільнення (втулка, пружина, і деталь ущільнюючого з`єднання) розміщені в робочому середовищі. Тому ці елементи необхідно виготовляти з матеріалів, які не руйнуються під дією середовища.

Потік перекачуваної рідини при проходженні щілини направляється в середину. Відцентрова сила, яка виникає в результаті обертання втулки, протидіє попаданню в щілину твердих частинок. Для виникнення потрібного контактного тиску на ущільнюючих поверхнях використовуються зусилля пружини і тиск який створюється під дією робочого середовища.

Отже, в даному випадку використання торцевого ущільнення є беззаперечним, так як дана конструкція забезпечить підвищення довговічності ущільнюючого вузла та надійності роботи насоса в цілому. Економічно виправданим буде використовувати два типи ущільнень вала у відцентровому насосі, що використовується в системі ППТ, а саме: сальникове, на вхідному патрубку, оскільки там тиск значно менший, ніж на напірному і втрати рідини є значно меншими, та торцеве, на напірному патрубку. Такий диференційований підхід у виборі ущільнюючих вузлів вала насосу ЦНС дозволить оптимально зменшити енергозатрати, які виникають внаслідок втрат перекачуваної рідини та тепла, що виділяється при терті в парі ущільнення, та ймовірність пошкодження деталей та частин насосу, внаслідок шкідливого впливу продуктів перекачування.

3.2 Вибір матеріалів ущільнення

Матеріали для ущільнюючих кілець (табл.3.1) слід підбирати з врахуванням умов експлуатації торцевого ущільнення, а також технологічності та економічності виготовлення ущільнюючих кілець. Умови експлуатації ущільнень різного призначення суттєво відрізняються, тому для кожної групи ущільнень необхідно розглядати конкретний комплекс параметрів, що характеризують степінь напруженості роботи пари тертя.

Важливе значення має вибір не самих матеріалів пар тертя, а їх комбінацій. При виборі оптимальних пар ковзання необхідно враховувати корозійну стійкість та зносостійкість матеріалів, можливість відведення тепла від зони тертя, а також поєднуваність матеріалів, тобто можливість роботи без прихоплень та заїдань. Також слід пам’ятати, що не виключена можливість короткострокової роботи ущільнення без змащування і при цьому пара не повинна втрачати свою працездатність. Розглянемо окремі групи матеріалів торцевих кілець та їх комбінацій [6].

Таблиця 3.1 − Склад матеріалів кілець торцевих ущільнень

№ п/п	Марка матеріалу	Склад
1	АМС-1	Елементоорганічна смола з вуглецевим наповнювачем та сухой змазкою
2	Ф4К20	Фторопласт-4 з 20-% коксу
3	ФКМ-105	Фторопласт-4 з 10% коксу та 5% дисульфіду молібдену (ВНИИГидромаш)
4	АМАН-1	Антифрикційний матеріал на основі фторопласту-4
5	АГ-1500-СО[5]	Вуглеграфіт, графітований, просякнутий 95% свинцю, 5% олова
6	2П-1000Ф	Вуглеграфіт, графітований, просякнутий фенолформальдегідною смолою
7	ПГИ	Піролітичний вуглецевий матеріал, ізотропний (ГИПХ)
8	УМС	Силіційований графіт (ГОСНИИ ЭП)
9	ПРО-2400С(СГ-М)	Силіційований графіт
10	ПГ-50С (СГ-Т)	Силіційований графіт
11	ЦМ-332	Мінералокераміка з 99% окисиду алюмінію (ВНИИГидромаш)
12	ВК8Х0,5	Металокераміка з 92% карбіду вольфраму, 7,5% кобальту, 0,5% хрому (Институт твердых сплавов)

Пластмаси. Для ущільнень, що працюють при дуже низькому степені напруженості (наприклад, в насосах системи охолодження автомобіля при тиску рідини 0,15 МПа і швидкості ковзання не більше 3,5 м/с), використовують пластмаси. Для них характерні висока зносостійкість в таких умовах, а також висока технологічність (вироби з пластмас отримують гарячим пресуванням) [7].

За кордоном найбільшого поширення для виготовлення кілець торцевих ущільнень набули пластмаси на основі фенолформальдегідної смоли. Негативними властивостями матеріалів на базі синтетичних смол являється їх низька

термостійкість, що обмежує їх використання при температурах вище 80 ºС. Місцевий перегрів поверхні та випаровування плівки рідини приводить до зростання коефіцієнта тертя та деструкції матеріалу.

Внаслідок низької теплопровідності і порівняно невисокої термостійкості пластмас навіть при короткочасному сухому терті пари спостерігається обвуглювання (почорніння) поверхні пластмасового кільця, що треться.

В якості матеріалів кілець, що працюють в парі з кільцями з пластмас, використовують сталі (вуглецеві, хромисті, нержавіючі) та кераміку (на основі III-валентного окису алюмінію).

Найбільш широко ці ущільнення використовують в насосах охолодження двигунів внутрішнього згорання.

Антифрикційні вуглецеві матеріали. При більш високих робочих тисках, як правило, використовують кільця з вуглецевих матеріалів. Антифрикційні матеріали на основі вуглецю поділяють на наступні основні типи: вуглецеві обпалені з просиченням, графітовані з просиченням, графітофторопластові та силіційовані графіти. Широкий діапазон фізико-механічних властивостей вуглецевих матеріалів обумовлений багатогранністю композицій компонентів та способів виготовлення.

В якості вихідних матеріалів при виготовленні вуглеграфітів використовують кокс. Сажу, графіт і пек. Після пресування заготовки обпалюють – отримують обпалений (аморфний) вуглецевий матеріал.

Графітований вуглецевий матеріал (електрографіт) отримують з обпаленого після додаткової витримки в печі при температурі 2400..2600 ºС, при якій частина аморфного вуглецю переходить в графіт [10].

Вуглецеві обпалені матеріали мають високу міцність та понижену, в порівнянні з графітованими, теплопровідність.

У вітчизняній практиці обпалені та графітовані вуглецеві матеріали застосовують виключно з просиченням.

Вуглецеві матеріали мають пористість 12-20%, середній розмір пор 1-5 мкм. Для торцевих ущільнень залишкова пористість є негативним чинником,

оскільки через неї виникають протікання рідини через кільце, тому вуглецеві матеріали просочують синтетичними смолами, металами, фторопластом та розчинами солей. Просочення знижує пористість, збільшує модулю пружності, твердість (незначно), температурний коефіцієнт лінійного розширення та теплопровідність матеріалу (особливо обпаленого).

Як правило, просичуваний матеріал обмежує область застосування вуглецевого матеріалу. Практика показує, що при підвищених тиску та температурі вуглецеві матеріали, просочені синтетичною смолою, працюють краще, ніж матеріали, просочені металами. Так, вони володіють меншою схильністю до задирів при різкому зростанні температури, при якому метал може виплавитись з кільця. Крім того, вуглецеві матеріали, просочені смолами, більш стійкі в агресивних середовищах, так як хімічна стійкість смоли є вищою, ніж металів. У вітчизняних конструкціях торцевих ущільнень широко застосовують графіт 2П-1000 який просочений фенол формальдегідною смолою та графіти АО-1500 і АГ-1500 з просиченням свинцем або бабітом, що працюють в парі з силіційованим графітом СГ-П чи сталлю 95Х18 (HRC 55) [7].

При температурах нижче нуля вуглецеві матеріали мають такі ж характеристики, як і при високих температурах. Коефіцієнт тертя та зношування в загальному випадку мають тенденцію до збільшення із зростанням температури. Як і при високій температурі, вуглецеві матеріали,
просичені плівко-утворювачами, мають кращі характеристики при кріогенних температурах. Фенольна смола, фторопласт і нейлон, що використовуються як просочувальні матеріали для вуглецевих матеріалів, мають задовільні характеристики тертя та зношування в рідкому азоті.

Графітофторопластові антифрикційні матеріали використовують в основному в середовищах з сильними окислювальними властивостями. Для вуглецевих матеріалів не характерна така стійкість, тому в сильних окислювачах і багатьох інших агресивних середовищах рекомендується використовувати матеріал Ф4К20 на основі фторопласту-4 з 20% коксу, в парі з керамікою ЦМ-332 [7].

Графітофторопластові матеріали менш міцні в порівнянні з вуглецевими, але володіють більшою щільністю і є практично непроникними для рідини.

Висока зносостійкість і тривалий термін експлуатації сучасних вуглецевмісних матеріалів, зокрема силіційованого графіту, зумовлені його специфічною мікроструктурою. Основу цього матеріалу становить жорсткий каркас із карбіду кремнію, який характеризується надзвичайно високою твердістю, у поєднанні з вільним графітом. Наявність графітової фази забезпечує матеріалу підвищені антифрикційні властивості та високу теплопровідність, що є визначальними факторами для застосування в умовах інтенсивного тертя та теплових навантажень.

У промисловій практиці використовують силіційований графіт трьох основних марок: СГ-Т, СГ-П, які відрізняються співвідношенням складових компонентів і технологією виготовлення, а також ГАКК 55/40 — графіт алюмокарбідкремнієвий, спеціально розроблений для використання в парах тертя торцевих ущільнень. Зазначені матеріали можуть застосовуватися як у гомогенних, так і в комбінованих парах тертя залежно від умов експлуатації.

Процес отримання силіційованих графітів полягає у просоченні кінцевого графіту розплавленим кремнієм по всьому об’єму за температур, що перевищують 2000 °С. У результаті високотемпературної хімічної взаємодії відбувається утворення карбіду кремнію. Водночас частина кремнію не вступає в реакцію з вуглецем і залишається у вільному стані, що негативно впливає на хімічну стійкість матеріалу. Зокрема, силіційовані графіти марок СГ-Т і СГ-П виявляють низьку стійкість у лужних середовищах. На відміну від них, матеріал ГАКК 55/40 позбавлений зазначених недоліків і на сьогодні розглядається як один з найбільш універсальних антифрикційних матеріалів, який поєднує високу зносостійкість із підвищеною хімічною інертністю [10].

Зарубіжні виробники в конструкціях пар тертя широко застосовують як карбід кремнію, так і силіційований графіт двох різновидів: твердий силіційований графіт, який фактично є монолітною структурою карбіду кремнію, а також модифікований (корковий) графіт. Останній отримують шляхом впливу парів

кремнію на вуглецеве кільце заданої геометрії. Процес силіціювання в цьому випадку обмежується невеликою глибиною (приблизно 0,5–1 мм), унаслідок чого внутрішня частина кільця залишається пористою та потребує додаткового просочення.

За даними компанії «Crane Packing» (Велика Британія), карбід кремнію характеризується винятковою хімічною стійкістю в широкому спектрі агресивних середовищ, насамперед у мінеральних кислотах, таких як соляна, азотна, сірчана, фосфорна та фтороводнева (за відсутності домішок), у широкому діапазоні концентрацій і температур.

До недоліків антифрикційних матеріалів на основі вуглецю належить їхня низька ударна в’язкість, тобто підвищена крихкість. Проте цей недолік проявляється переважно на стадіях механічної обробки та монтажу деталей. Під час експлуатації торцевих ущільнень ударні навантаження й вібрації, що виникають у насосному обладнанні, ефективно компенсуються пружними підтискними елементами конструкції.

З огляду на крихкий характер вуглецевих матеріалів, при їх проєктуванні та виготовленні необхідно уникати різких змін перерізів і інших концентраторів напружень. Такі матеріали характеризуються непружною деформацією і руйнуються за відносно малих деформацій, що зазвичай не перевищують 1–2 %. Крім того, всі вуглецеві матеріали мають нижчий температурний коефіцієнт лінійного розширення порівняно з металами, що потребує ретельного врахування при виборі посадок у з’єднаннях «вуглеграфіт–метал».

У якості металевих матеріалів для пар тертя торцевих ущільнень сталь використовується обмежено. Водночас у деяких вітчизняних конструкціях застосовується сталь 95Х18, загартована до твердості HRC 55, у поєднанні з вуглеграфітом марки 2П-1000Ф. Значного поширення також набули хромисті чавуни та сплави типу Низерист, які відзначаються стабільними експлуатаційними характеристиками за умов недостатнього змащування. Їхня корозійна стійкість підвищується шляхом легування нікелем, хромом, міддю або їх комбінаціями.

У насосах для перекачування нафтопродуктів чавуни найчастіше використовують у поєднанні з твердими вуглеграфітами, що зумовлено їх відносною дешевизною та доброю оброблюваністю. Водночас у вітчизняних конструкціях торцевих ущільнень такі матеріали застосовуються обмежено.

У парах тертя торцевих ущільнень широко використовуються тверді сплави на основі карбіду вольфраму. Як зв'язуючу фазу зазвичай застосовують кобальт або нікель. Карбід вольфраму забезпечує високу твердість, міцність при стисканні та зносостійкість, тоді як металева зв'язка підвищує ударну в'язкість і міцність при згині. Завдяки низькому температурному коефіцієнту лінійного розширення та високій теплопровідності такі сплави ефективно працюють за умов термічних навантажень і обмеженого змащування.

Окрему групу матеріалів становить кераміка, яка використовується всіма провідними виробниками торцевих ущільнень. Її головною перевагою є висока хімічна стійкість у сильних окислювальних середовищах, зокрема в олеумі, де інші матеріали є нестійкими. Мінералокераміку виготовляють переважно на основі оксиду алюмінію з вмістом до 99 %. Водночас крихкість і порівняно низька теплопровідність зумовлюють її схильність до термічного розтріскування, що обмежує застосування кераміки в режимах недостатнього змащування. У вітчизняних торцевих ущільненнях мінералокераміку марки ЦМ-332 використовують у парі з графітофторопластом Ф4К20.

Важливим фактором при виборі матеріалів пари тертя є комбінація матеріалів торцевих кілець, яка буде відповідати поставленим потребам в даних умовах експлуатації і забезпечувати довговічність, надійність та герметичність робити ущільнення. По цих ознаках пари тертя можна розділити на групи I – IV та області застосування (табл. 2.1).

Для найбільш легких умов роботи – нейтральні рідини зі змащувальними властивостями (масла, нафтопродукти), малі та середні значення тисків та швидкості ковзання (табл.. 2.1, групи I, II) – може бути використана пара тертя бронза ОС5-25 (2% свинцю, 25% олова) по сталі 9Х18 (HRC 50–60), 4Х13 (HRC 45-50), наплавками стеліту В-3Л чи сормайту.

Пари тертя з застосуванням бронзи ОС5-25 та інших олов'яних бронз практично повністю витіснені парами тертя з кільцями з пластмас та вуглеграфітових матеріалів. Це пояснюється малою зносостійкістю бронз, їхніми гіршими антифрикційними властивостями (спостерігається перенесення бронзи на контактуючу поверхню), а звідси і гіршою герметичністю пар тертя. Так, наприклад, при терті бронзового кільця по сталевому на трансформаторному маслі з тиском 0,4МПа, температурою 75ºС та швидкістю ковзання близько 10 м/с зношування бронзового кільця за 100 год роботи склало декілька десятих долей міліметра [7].

Недоліками бронзових кілець є їхня низька корозійна стійкість та дефіцитність олова.

Бронзи не мають задовільної зносостійкості при терті на воді водяних розчинах. В таких середовищах, а також в нафтопродуктах, маслах та інших хімічно нейтральних рідинах – широко застосовують пари тертя пластмаса – метал, кераміка та вуглеграфіт – метал, кераміка. Використовують різноманітні термоактивні смоли з наповнювачами (кокс, графіт, тверді змазки, скло, азбест і т.д.), а також термопластичні матеріали.

Основними перевагами таких композитних матеріалів є їх низька вартість, технологічність виготовлення та висока зносостійкість. Так, наприклад, зношування кільця з пластмаси АМС-1 при терті в керосині з тиском 0,4МПа, температурою 100 ºС за 1200 год роботи склав всього 0,01 – 0,02мм.

В парах тертя з кільцями з вуглеграфітів 2П-1000-Ф та АГ-1500-СО[5] в хімічно нейтральних рідинах з параметрами, що відповідають групам I, II і, частково, III (табл. 3.2), головним чином використовують сталь 9Х18, загартовану до HRC 50-60, а також наплавки стеліту та сормайту.

Таблиця 3.2 − Групи торцевих ущільнень

Група	Тиск p, МПа	Швидкість ковзання V, м/с	$p \cdot V$, МПа·(м/с)
I	≤ 0,1	≤ 10	≤ 1
II	≤ 1	≤ 10	≤ 5
III	≤ 5	≤ 20	≤ 50
IV	≤ 5	> 20	> 50

Пари тертя з кільцями 2П-1000-Ф більш придатні для роботи в водяному середовищі та нафтопродуктах. Наприклад, хороші результати отримані при експлуатації на протязі 5 років торцевих ущільнень з парою тертя 2П-1000-Ф – стеліт В2К в вантажних насосах танкерів, що перекачують морську воду і нафтопродукти (ВНИИГидромаш).

Пари тертя з кільцями з АГ-1500-СО^5 придатні для нафтопродуктів, особливо в тих випадках, коли можлива короткострокова робота ущільнення без змащування.

При невеликих навантаженнях та швидкостях ковзання (група I) пари тертя АГ-1500-СО^5 по металу можуть тривалий час працювати як при недостатньому змащуванні так і при охолодженні (наприклад, на консистентній змазці). Однак, пари тертя з кільцями, просочені металами, не повинні при терті нагріватися до температури плавлення металічного просочення. При настанні такого моменту, матеріал просочення, виплавляється з вуглеграфіту, що супроводжується великим зносом та розгерметизацією ущільнення внаслідок перенесення металу на контактуючу поверхню.

При перегріві пар тертя з кільцями, просоченими смолою, відбувається згорання смоли в поверхневому шарі кільця. При цьому спостерігається підвищений знос та інколи розгерметизація ущільнення, однак, на відміну від кілець на основі термореактивних смол, вуглеграфітові кільця не руйнуються.

Сухе тертя і різке охолодження пари при погіршенні її герметичності описані для металічних кілець з сталі 9Х18 і стеліту, схильних до терморозтріскування. Оскільки ймовірність таких режимів зростає із зростанням тиску та швидкості ковзання в парах тертя, то, описані вище пари, недостатньо надійно працюють на параметрах груп IV і частково III (табл. 3.2). використання вуглеграфітових матеріалів марок 2П-1000-Ф, АГ-1500-СО[5] для пар тертя гідродинамічного та гідростатичного типу з метою підвищення робочих параметрів ущільнень не дало задовільних результатів. Робочі поверхні вуглеграфітових кілець порівняно швидко пошкоджувались через ерозійний вплив води в зазорах ущільнення.

Для ущільнень, що працюють на параметрах групи IV, а також найбільш високих параметрах групи III, можна рекомендувати пари тертя: силіційований графіт по силіційованому графіту, силіційований графіт або інші спеціальні тверді графіти по твердих металокерамічних сплавах на основі карбідів металів.

Важливо зазначити, що силіційовані графіти відносяться до не багатьох матеріалів, що досить добре працюють на тертя самі по собі при змащуванні різними рідинами. Так, наприклад, пара тертя ПГ-50С по ПГ-50С працює практично без зношування при тиску води до 60 атм і більше в гідравлічно не розвантажених ущільненнях (дані ВНИИГидромаш) [10].

При випробуваннях гідравлічно не розвантаженого ущільнення з парою тертя силіційованих графітів УМС по УМС на маслі з тиском 30 атм, температурою 150 ºС при швидкості ковзання 20 м/с витікання масла через пару тертя склало близько однієї краплі за 5 хвилин, а знос кілець за 700 год був не менше 1 мкм.

Пари з силіційованого графіту мають незадовільні антифрикційні характеристики при сухому терті. Спостерігається інтенсивне зношування поверхонь тертя без слідів припрацювання. Однак, при подальшій роботі з рідиною, пара тертя знову припрацьовується до блиску.

Вищевказане, відноситься до твердих матеріалів типу ПГ-50С. очевидно, зі зменшенням вмісту карбіду кремнію в графіті його антифрикційні властивості в режимі сухого тертя повинні покращуватись, але при цьому зносостійкість та антифрикційні характеристики при роботі з рідиною погіршуються.

Як показали експерименти у ВНИИГидромаш, ущільнення з парами тертя ПГ-50С по ПГ-50С працюють без змащування тільки короткостроково (на протязі 10-20 сек). З підвищенням тиску рідини до 10-20 МПа і більше, та швидкості ковзання до 20 м/с і більше рекомендується замість звичайних використовувати термогідродинамічні пари тертя. В якості матеріалу кілець термогідродинамічної пари добре зарекомендував себе графіт ПГ-50С (для кілець діаметром до 150мм). Для виготовлення кілець великого діаметру (більше 150-200мм) можна використовувати графіти СГ-П та ПРОГ-2400С [6].

Використання силіційованих графітів для пар тертя з гідростатичним розклинюванням поверхонь поверхонь є також досить перспективним, однак необхідне припрацювання технології їх виготовлення в зв'язку зі складністю форм поверхонь, крихкістю матеріалів та труднощами їх механічної обробки.

Крім силіційованих графітів, для роботи при високому тиску та швидкості ковзання використовують металокерамічні сплави на основі карбідів вольфраму, хрому, титану і т.д.

Висока робото здатність пар тертя з кільцями з металокераміки та вуглеграфіту пояснюється, як і у випадку силіційованого графіту, відсутністю схильності до прихоплення цих матеріалів, високою твердістю карбідів та структурними властивостями металокераміки.

В табл.3.3 наведені дані по параметрах роботи та зносостійкості разних пар тертя; вказані в таблиці $P_{пит}$ близькі до їх нижньої границі практичних значень. Особливістю таблиці 3.3 являється те, що рекомендовані пари тертя групи ущільнень (II, III, IV) для даної області можна використовувати в будь-якій попередній групі. Однак, може виявитись нераціональним використання більш дорогих та складно оброблюваних матеріалів там, де з успіхом працюють більш дешеві та технологічні матеріали.

Отже, виходячи з проведеного аналізу матеріалів пар тертя та їх комбінацій, а також заданих умов роботи торцевого ущільнення насосу ЦНС, що використовується в системі ППТ (перекачувана рідина – солена вода, ρ=1063-1126 кг/м³ [4]), пропонується пара тертя з кільцями з вуглеграфіту 2П-1000-Ф та сталі

9Х18, загартованої до HRC 50-60. Дана пара тертя є найбільш придатною для роботи в підсоленому водяному середовищі та нафтопродуктах.

Таблиця 3.3 − Рекомендовані пари тертя для конкретних умов експлуатації

Область застосування (по середовищах)	Група ущільнення	Пара тертя	$P_{пит}$ (максимальне), МПа	Лінійний знос за 1000 год, мм
Неагресивні рідини: вода, морська вода, слабкі розчини солей, нафтопродукти (масла, керосин, бензин, легкі фракції нафти) і т.д.	I	1–13	2	0,1
		1–11	1	0,1
		5–13	2	0,01
		6–13	2	0,01
	II	6–13	5	0,1
		5–13	5	0,1
		6–15	5	0,1
	III	6–13	6	0,2
		6–10	6	0,1
		6–8	10	0,001
		10–10	25	<0,001
	IV	9–9	10	<0,001
		10–10	15	<0,001
		8–8	10	0,001
		16–16	0	0
Агресивні рідини: розчини солей, кислоти, луги, сильні окислювачі	I	6–14	2	0,1
		6–10	3	0,1
		6–11	2	0,2
		2–10	2	0,5
		2–11	1	0,5
		3–10	2	0,5
		3–11	1	0,5

Продовження таблиці 3.3	II	6–14 6–15 6–10 10–10 2–10 9–9	5 5 5 10 3 8	0,5 0,5 0,5 0,1 1,0 0,1
Рідини з високим вмістом абразиву: вода, що містить пісок (більше 10%), розчини, що містять кристали солей, окиси металів та інші суміші	I	10–10 12–12	2 2	0,1 0,2
	II	10–10 12–12	2 2	0,2 0,3
Газові середовища: гази, пари, розріджені гази	I	4–13 4–15 5–13	2 2 1	0,5 0,5 0,5
	II	4–15 5–13 12–12	2 2 2	1,0 1,0 0,1
	III	7–15	1	0,2

4 Лабораторний стенд для випробування матеріалів ущільнюючих кілець торцевих ущільнень

4.1 Розробка конструкції лабораторного стенду для випробування матеріалів ущільнюючих кілець торцевих ущільнень

Однією з основних причин відмов торцевих ущільнень є незадовільна довговічність матеріалів торцевих пар тертя. Досить низька стійкість матеріалів пов’язана з тим, що в нафтогазовій галузі в перекачувану рідину попадають абразивні частинки та корозійне середовище, що приводить до прискореного виходу з ладу ущільнюючого вузла.

Тому виникає потреба в розробленні обладнання для дослідження торцевих пар тертя. Наведена схема пристрою прототипу для випробування на тертя та зносостійкість кілець торцевих ущільнень.

Пристрій складається з корпусу 1, приводу (на рисунку не вказаний) обертання тримача 2 рухомого зразка 3, навантажувального вузла 4, через самовстановлювану опору 5 зв’язану з тримачем 6 нерухомого зразка 7. тримач 6 нерухомого зразка 7 виконаний в виді пустотілого стакана, всередині якого герметично встановлена шайба 8 з еластичного матеріалу. В центрі шайби 8 герметично встановлений штуцер 9 патрубка 10 підводу робочої рідини. Штуцер 9 зв’язаний з корпусом 1 за допомогою направлямних в осьовому напрямі шліців, що дозволяють йому переміщуватись в осьовому напрямку. Тримач 6 нерухомого зразка зв’язаний з вимірювачем моменту сил тертя за допомогою штанги 11.

Працює даний пристрій наступним чином.

В тримачі 2 і 6 встановлюють рухомий та нерухомий зразки 3 і 7, включають привід обертання, прикладають за допомогою навантажувального вузла 4 випробувальне навантаження, що передається тримачеві 6 нерухомого зразка 7 через самовстановлювану опору 5. по патрубку 10 та через штуцер 9 робоча рідина поступає в порожнину, утворену зразками 3 і 7 та еластичною шайбою 8. при обертанні рухомого зразка 3, виникає момент сил тертя, який через жорстко закріплений в тримачі 6 нерухомий зразок закручує шайбу 8 з еластичного

матеріалу, центральна частина якої фіксується від повороту штуцерів 9, зв’язаних з корпусом 1 напрямними. Кут закручування еластичної шайби реєструють вимірюванням переміщень по показах якого роблять висновок про величину моменту сил тертя.

Даний пристрій оснащений пристроєм консольного типу для здійснення необхідної завантаженості контактуючих поверхонь, що значно збільшує габарити установки та ускладнює сам процес навантаження випробуваних зразків. Також аналіз показав, що існуюча конструкція не дозволяє забезпечувати легке зняття таких параметрів як коефіцієнт тертя і температура в зоні контакту.

На основі вищесказаного пропонується удосконалена конструкція навантажувального вузла лабораторного стенду для випробування різних матеріалів торцевих кілець на зносостійкість. Завдяки використанню внутрішньої системи навантаження, обертання і навантаження здійснюється з нижньої частини стенда через внутрішній вал 15. При чому внутрішній вал забезпечує осьове навантаження за допомогою спеціальної гідравлічної системи через верхню частину ущільнення. Так, навантаження через опори 19, 20, підшипниковий вузол 22 та верхній корпус 8 передається на кільце з досліджуваного матеріалу 12. Верхнє кільце від провертання утримується штифтами 9. Герметичне приєднання досліджуваного кільця 12 забезпечується прокладкою 10, завдяки чому з’являється достатньо простору для спостереження за герметичністю, роботою, а також для підключення термопар і датчика для зняття коефіцієнта тертя. З цією метою, в корпусі 11 роблять відповідні вікна. Привід для обертання нижнього кільця не зв’язаний з віссю навантаження, для цього шків 1, що приводить в обертання клино-пасову передачу, закріплений на пустотілому валу 2, яка передає обертовий момент за допомогою підшипникового вузла 22 нижньому корпусу 14, на якому штифтами закріплено робоче торцеве кільце 13.

При необхідності проведення дослідів у відповідному середовищі, через гнучкий шланг в отвір, що утворюється через вкручений в верхній корпус штуцер 6, подається середовище. Відповідний тиск створюється певним насосом.

При необхідності заміни кілець, відключається система подачі рідини, відкручуються гайки 21. Після цього демонтаж верхнього та нижнього кілець є легким та простим. Він здійснюється шляхом підняття верхнього корпуса 8 та зняття верхнього 12 та нижнього 13 торцевих кілець через відповідний отвір у корпусі 11. Монтаж інших кілець у зворотному порядку.

Описана вище, вдосконалена конструкція стенду дозволяє моделювати процес тертя і характер дії пари тертя торцевих ущільнень, в умовах різних середовищ. Стенд дає можливість моделювати динаміку і дію сил в торцевих ущільненнях, здійснювати дослідження при заданих вібраціях, викликаних неспіввісністю, неплощинністю торцевих кілець, неточністю ущільнень. Завдяки гідравлічній системі дозволяється в широкому діапазоні підвищити точність прикладуваного навантаження та забезпечити необхідну швидкість ковзання в парі тертя.

Випробувальний стенд є не складним у виготовленні, монтажі, експлуатації і технічному обслуговуванні.

4.2 Розроблення програми і методики випробування на лабораторному стенді

Методика проведення випробувань на стенді полягає в наступному. Коефіцієнт тертя ущільнення безпосередньо залежить від режиму тертя. Також існує залежність інтенсивності зносу пари від режиму тертя.

Отримані на практиці значення інтенсивності зношування сучасних матеріалів мають досить низькі значення (табл.3.1), тому їх виявлення в умовах роботи, наближених до реальних, потребує тривалого часу. За даними праці [10] представлена залежність зносу вуглеграфітового кільця від часу роботи в торцевому ущільненні. Середовище – вода з температурою від 55 до 90 ºС, тиском 0,35-0,5МПа; частота обертання вала 3000 об/хв.

Початковий відрізок кривої зношування будь-якої пари характеризується відрізком припрацювання, на якому коефіцієнт тертя та інтенсивність зношування зростають. Як правило, припрацювання пар тертя з вуглеграфітовими кільцями

відбувається на протязі декількох годин. Пари тертя, що складаються з твердих матеріалів, припрацьовують ся на протязі десятків, і навіть сотень годин. Далі, інтенсивність зношування та коефіцієнт тертя залишаються майже сталими або дуже повільно змінюються.

Так, враховуючи вищесказане, задачами досліджень на стенді пар тертя є: попередній відбір найбільш придатних до роботи пар тертя шляхом порівняння показників їх тертя та зношування, визначення межі придатності пар тертя в залежності від режиму тертя, обумовленого в першу чергу навантаженням в парах.

Час проведення таких експериментів повинен бути приблизно від декількох до десяти годин для однієї пари тертя.

Описаний стенд придатний також і для дослідження пар тертя на зносостійкість в чистих середовищах.

СТЕНД ВИПРОБУВАЛЬНИЙ
ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ВИПРОБУВАНЬ

ВСТУП

Програма і методика для проведення досліджень на зносостійкість матеріалів, які використовуються в парах тертя торцевих ущільнень насосного обладнання нафтопромислових машин, розроблена студентом кафедри нафтового обладнання Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу.

Існує проблема підвищення надійності вузлів тертя. До окремих виробів, які потребують детального вивчення, відносяться кільця пар тертя торцевих ущільнень .

Світова практика експлуатації нафтопромислового обладнання, машин та деталей показує, що загальна надійність їх у значній мірі залежить від працездатності пар тертя (ущільнення, підшипники ковзання всіх видів, трансмісії, стану мастильних речовин і т.д.). Тому науково-дослідні і практичні роботи, що направлені на дослідження механізму тертя та зношування і розробки та впровадження високоефективних методик досліджень вузлів тертя машин являються актуальними. Це особливо важливо, коли необхідна надійна робота техніки, а обновлення виробництва йде повільно.

Проведення досліджень на зносостійкість кілець торцевих ущільнень необхідне для виявлення та підбору матеріалів пар тертя, які будуть мати найвищу зносостійкість в умовах роботи, в різних середовищах.

1 МЕТА ПРОВЕДЕННЯ ВИПРОБУВАНЬ

Метою випробувань на стенді при обертовому русі рухомого торцевого кільця із зміною нормального навантаження є:

– визначення характеру зношування досліджуваної пари тертя;

– визначення інтенсивності масового і лінійного зношування кілець пари при терті;

– визначення максимальних тисків, навантажень та швидкостей ковзання, що приводять до катастрофічного зношування та руйнування кілець досліджуваної пари тертя;

– визначення коефіцієнта тертя в різних умовах роботи;

– визначення температури в зоні тертя;

– визначення впливу середовища (вода з різного роду домішками, нафтові суміші і т.д.) на зносостійкісні характеристики досліджуваних зразків.

2 МІСЦЕ ТА УМОВИ ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

Дослідження матеріалів, що використовуються для виготовлення кілець торцевих ушільнень нафтопромислового обладнання на тертя та зношування, проводяться на стенді для випробовувань пари тертя на зношування при обертовому русі в міжкафедральній навчально-науково виробничій лабораторії «Захисні покриття» кафедри нафтового обладнання ІФНТУНГ.

Умови для проведення досліджень в лабораторії відповідають вимогам, які дозволяють провести запланований комплекс випробувань.

3 КОНТРОЛЬОВАНІ ПАРАМЕТРИ

В ході проведення лабораторних досліджень здійснюється контроль наступних параметрів.

3.1 Товщина зношування. Одиниця виміру - мкм. Контроль ведеться за допомогою мікрометра МК-25-1, ГОСТ 6507-90 [1].

3.2 Маса кілець до і після випробувань. Контроль ведеться за допомогою ваг аналітичних ВЛР-200, ГОСТ 23676-79 [2].

3.3 Температура в зоні контакту пари тертя. Одиниця вимірювання - К. Контроль ведеться за допомогою потенціометра, сигнали на який поступають від термопари за ГОСТ 3044-84 [3].

3.4 Момент тертя. Одиниці вимірювання - Н·м. Зняття аналізів проводиться ведеться за допомогою тензобалки, встановленої в верхній частині стенда.

3.5 На стенді задається і контролюється:

3.3.1 Навантаження на кільце. Одиниця виміру в системі СІ - Па. Контроль ведеться за допомогою взірцевого манометра ГОСТ 6507-90 [4].

3.3.2 Частота обертання рухомого кільця. Контроль ведеться за допомогою тахометра.

4 ТЕХНІЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА СТЕНДА

Таблиця 4.1 − Технічна характеристика стенда

Назва параметра	Одиниця вимірю-	Норма
1 Максимальна частота обертання електродвигуна	$хв^{-1}$	3000
2 Діапазон питомого навантаження на зразки	МПа	*0-6*
3 Температура робочого середовища	К	278-318
4 Напруга живлення електрообладнання привідної частини	В	~220/380
5 Напруга живлення системи контрольно-вимірювальних приладів та інформаційного забезпечення	В	~220
6 Габаритні розміри механізму: довжина ширина висота	м	 0,84 0,42 1,37
7 Маса	кг	–

5 БУДОВА ТА ПРИНЦИП РОБОТИ ВИПРОБУВАЛЬНОГО СТЕНДУ

Загальний лабораторного стенду для випробування різних матеріалів торцевих кілець на зносостійкість показана на рисунку 1.

Навантажувальний вузол випробувального стенду зображено на рис.2. Завдяки використанню внутрішньої системи навантаження, обертання і навантаження здійснюється з нижньої частини стенда через внутрішній вал 15. При чому внутрішній вал забезпечує осьове навантаження за допомогою спеціальної гідравлічної системи через верхню частину ущільнення. Так, навантаження через опори 19, 20, підшипниковий вузол 22 та верхній корпус 8 передається на кільце з досліджуваного матеріалу 12. Верхнє кільце від провертання утримується штифтами 9. Герметичне приєднання досліджуваного кільця 12 забезпечується прокладкою 10, завдяки чому з'являється достатньо простору для спостереження за герметичністю, роботою, а також для підключення термопар і датчика для зняття коефіцієнта тертя. З цією метою, в корпусі 11 роблять відповідні вікна. Привід для обертання нижнього кільця не зв'язаний з віссю навантаження, для цього шків 1, що приводить в обертання клино-пасову передачу, закріплений на пустотілому валу 2, яка передає обертовий момент за допомогою підшипникового вузла 22 нижньому корпусу 14, на якому штифтами закріплено робоче торцеве кільце 13.

При необхідності проведення дослідів у відповідному середовищі, через гнучкий шланг в отвір, що утворюється через вкручений в верхній корпус штуцер 6, подається середовище. Відповідний тиск створюється певним насосом.

При необхідності заміни кілець, відключається система подачі рідини, відкручуються гайки 21. Після цього демонтаж верхнього та нижнього кілець є легким та простим. Він здійснюється шляхом підняття верхнього корпуса 8 та зняття верхнього 12 та нижнього 13 торцевих кілець через відповідний отвір у корпусі 11. Монтаж інших кілець у зворотному порядку.

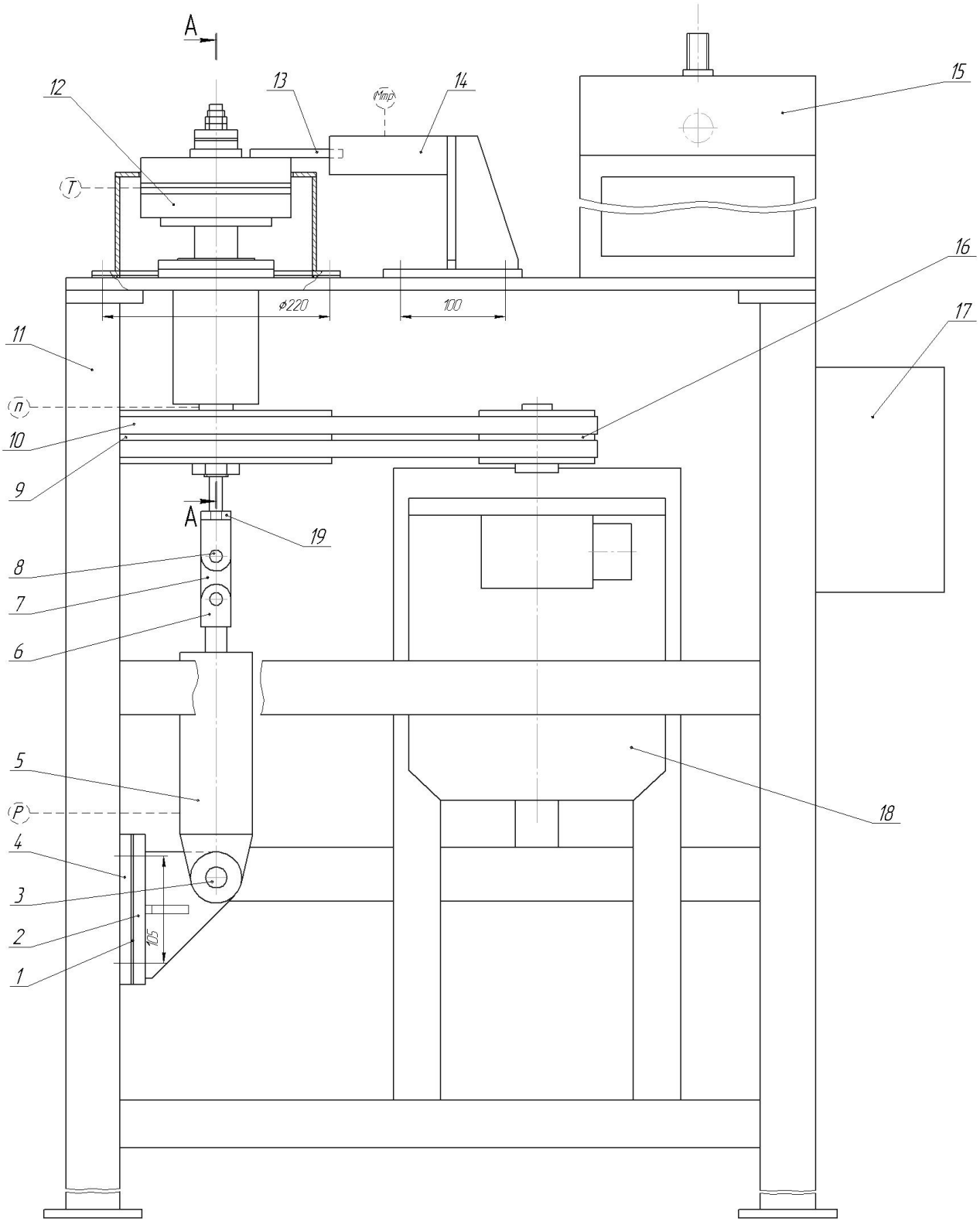


Рисунок 1 − Стенд для випробування матеріалів торцевих кілець на зносостійкість

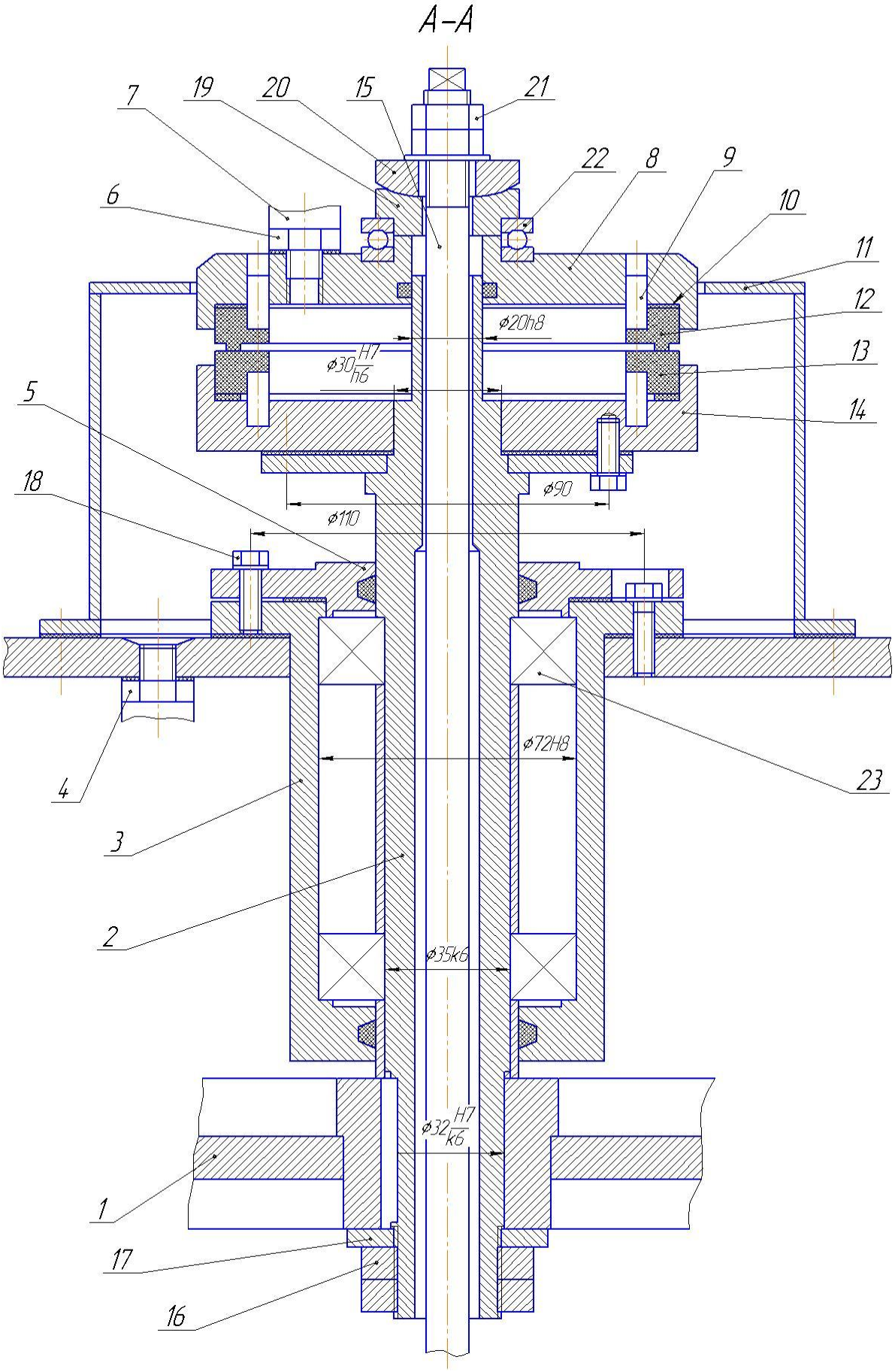


Рисунок 2 − Навантажувальний вузол випробувального стенду

6 МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЛАБОРАТОРНИХ ВИПРОБУВАНЬ

Дана методика проведення лабораторних випробувань для дослідження на зносостійкість пари тертя торцевих ущільнень відцентрових насосів.

При потребі проведення випробувань пар тертя різних діаметрів, в залежності від поставленого завдання, необхідно внести незначні зміни в конструкцію стенда.

6.1 Випробуване кільце 32 встановити в рухомому нижньому корпусі 33, а кільце 31, встановити в нерухомому верхньому корпусі 27, зафіксувавши їх штифтами. Безпосередньо перед випробуванням кільця зважити та витримувати при температурі випробування, період часу, достатній для того, щоб вони прийняли температуру робочого середовища;

6.2 Через штуцер 19 подати випробувальне середовище і створити необхідний тиск. Контроль тиску проводити взірцевим дифманометром;

6.3 Встановити такий типорозмір шківа на електродвигуні, що забезпечить необхідну частоту обертання вала, а відповідно і рухомого кільця;

6.4 Перевірити стан заземлення, проконтролювати закріплення захисних кожухів та рухомих частин;

6.4 Ввімкнути електродвигун. Контроль частоти обертання проводити тахометром;

6.5 За допомогою гідроциліндра створити навантаження на рухоме кільце. Контроль тиску проводити взірцевим дифманометром;

6.6.Випробування пари тертя проводити на протязі 10 годин;

6.7 Під час випробування, через встановлений інтервал часу знімати покази температури в зоні контакту пари тертя та моменту тертя;

6.8 Після закінчення випробування, вимкнути електродвигун, зтравити досліджуване середовище та довести тиск до атмосферного, демонтувати досліджувані кільця та зняти наступні показники:

– товщину зношування та масу кілець після випробування;

7 ВИМОГИ ТЕХНІКИ БЕЗПЕКИ І ОХОРОНИ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

7.1 Персонал, який буде проводити випробування, повинен бути ознайомлений з будовою і роботою торцевого ущільнення, а також з випробувальним стендом;

7.2 Обслуговуючий персонал перед проведенням повинен пройти інструктаж з охорони праці;

7.3 При проведенні робіт, пов’язаних з підготовкою до випробувань та їх проведенням, необхідно дотримуватись «Правил безпеки у нафтогазовидобувній галузі» (2004р.);

7.4 З метою попередження травматизму і нещасних випадків забороняється:

− допускати до випробувань робітників, які не пройшли інструктаж з техніки безпеки;

− перебувати на час проведення випробуваннь на відстані менше, ніж 3м від випробувального стенда забороняється;

7.5 Після випробування стравити тиск в системі навантаження та подачі робочого середовища і лише тоді приступати до огляду і демонтажу випробувальних зразків зі стенда;

7.6 Під час проведнння випробувань, забороняється проводити наладку, обсдуговування чи інші роботи на випробувальному стенді.

8 ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ НА ДЖЕРЕЛА

1. ГОСТ 6507-90 (СТ СЭВ 4134-83).Микрометры. Технические условия.

2. ГОСТ 29329-92. Весы для статического взвешивания. Общие технические требования.

3. ГОСТ 6507-90 (СТ СЭВ 4134-83). Манометры. Технические условия.

4. ГОСТ 3044-84 (СТ СЭВ 1059-85). Преобразователи термоэлектрические. Номинальные статитические характеристики преобразования.

5. «Правила безпеки у нафтогазовидобувній галузі» (2004р.)

5 Інженерні розрахунки

5.1 Розрахунок пари тертя торцевого ущільнення

Під час визначення силових та гідромеханічних параметрів пари тертя в умовах обертання необхідно враховувати сукупність силових чинників, що діють на кільце тертьової пари. До них належать середній тиск у зоні контакту, сила тертя гумового ущільнювального елемента по поверхні вала, зусилля пружності пружини, а також тиск робочого середовища, яке підлягає герметизації.

Вихідні дані для виконання розрахунків приймаються на основі креслень конструкції запропонованого торцевого ущільнення, а також відповідно до даних, наведених у джерелі [4].

Контактний тиск визначається на підставі рівняння силової рівноваги та обчислюється за відповідною розрахунковою залежністю:

$$P_к = \frac{F_{пр} - F + \pi \cdot P_0 \cdot (D_2^2 + D_1 \cdot D_2 + D_2^2 - 3 \cdot d) \,/\, 12}{\pi \cdot (D_2^2 - D_1^2) \;/ 4} \qquad (5.1)$$

де: $F_{пр}$ – сила пружності пружини, Н;

F – сила тертя гумового ущільнюючого кільця по валу, Н;

P – тиск герметизованого середовища, Па;

D_1 – внутрішній діаметр ущільнюючого кільця, м; D_1 = 0,125 м

D_2 – зовнішній діаметр ущільнюючого кільця, м;

d – діаметр вала на який посаджено ущільнююче кільце, м; d = 0,105 м.

В умовах експлуатації насосного агрегату тиск ущільнюючого середовища повинен підтримуватися близько 0,2 МПа [16], при цьому максимально допустиме значення приймається рівним 0,5 МПа. Підвищення тиску може виникати через зміни в процесі роботи насоса або збільшення зазору в щілинному ущільненні. Для розрахунку зовнішнього діаметра ущільнювального кільця спочатку визначають ширину поверхні тертя. Радіальна ширина тертьової поверхні стандартних пар залежить від діаметра вала. Для валів діаметром 80–150 мм рекомендується ширина поверхні тертя в межах 4–7 мм [12].

Приймаємо b = 5 мм і обчислюємо зовнішній діаметр ущільнюючого кільця за формулою:

$$D_2 = D_1 + 2 \cdot b = 0,125 + 2 \cdot 0,005 = 0,135 \text{ м} \quad (5.2)$$

Силу тертя гумового ущільнюючого кільця по валу визначається за формулою:

$$F = S \cdot P_0 \cdot f, \quad (5.3)$$

де: S – площа поверхні тертя, $м^2$;

P_0 – тиск герметизованого середовища, МПа; $P_0 = 0,5$ МПа;

f – коефіцієнт тертя для «сталь – гума», f = 0,25.

Площа поверхні тертя визначається як добуток ширини контакту кільця на ширину кола контакту. Ширина контакту кола для кільця ущільнення дорівнює 2 мм [16].

Отже:

$$S = \pi \cdot a \cdot b = 3,14 \cdot 0,002 \cdot 0,105 = 0,000569 \text{ м}^2, \quad (5.4)$$

де: a – ширина контакту, м;

b – довжина кола контакту, м.

Отже:

$$F = 0,000569 \cdot 0,5 \cdot 10^{-6}\ 0,25 = 84,415 \text{ Н}.$$

Контактний тиск пружини буде рівний 0,05 МПа [20], тоді сила дії пружини на кільце визначається за формулою:

$$F_{пр} = p_1 \cdot \pi \cdot \frac{(D_2^2 - D_1^2)}{4}, \quad (5.5)$$

де: p_1 – контактний тиск з якою діє пружина, МПа, $p_1 = 0,05$ МПа.

Отже за формулою 6.5 маємо:

$$F_{пр} = 0,05 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot \frac{(0,135^2 - 0,125^2)}{4} = 146,4025 \text{ Н}.$$

Враховуючи попередні обчислення знаходимо контактний тиск в парі тертя, за формулою 6.1.

$P_к =$

$= 1141026$ Па

Такий рівень тиску спостерігається, якщо тиск герметизованого середовища досягає 0,5 МПа. При нормальних умовах роботи насоса, коли тиск становить близько 0,2 МПа, контактний тиск буде меншим. Незважаючи на високу точність обробки робочих поверхонь тертьових пар, на них залишаються мікронерівності, які перешкоджають щільному контакту кілець. Утворені мікрозазори спричиняють втрати герметизації середовища. Частково рідина також втрачається через пошкодження гумових кілець або підвищену шорсткість їх робочих поверхонь, але ці втрати невеликі, тому в розрахунках витрат рідини через ущільнюючий зазор ними знехтували. Втрата герметизації через радіальний зазор при ламінарному русі обчислюється за спеціальною формулою:

$$Q = \frac{\pi \cdot h^3 \cdot D_1 \cdot p_0}{6 \cdot \mu (D_2 - D_1)}, \qquad (5.6)$$

де: h – усереднений зазор в парі тертя, м, $h = 5 \cdot 10^{-6}$ м;

μ – динамічний коефіцієнт в’язкості, Па·с; μ = 0,001 Па·с.

Отже за формулою 6.6 маємо:

$$Q = \frac{3{,}14 \cdot (5 \cdot 10^{-6})^3 \cdot 0{,}125 \cdot 0{,}2 \cdot 10^6}{6 \cdot 0{,}001 \cdot (0{,}135 - 0{,}125)} = 4{,}09 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3/\text{с}$$

З метою забезпечення належної ефективності функціонування торцевого ущільнення ковзні поверхні контактних елементів повинні притискатися одна до

одної з визначеним осьовим зусиллям. Під впливом цього навантаження відбувається підвищення температури торцевих поверхонь кілець, що зумовлює їх поступове зношування. Зазначене осьове зусилля формує контактний тиск між поверхнями ущільнення, величина якого визначається відповідним розрахунковим співвідношенням

$$P_к = Pf + K \cdot P_0 \qquad (5.7)$$

де: Pf – середній тиск на поверхні контакту ущільнюючих кілець, який створюється пружиною, Па, $Pf = 0{,}05 \cdot 10^6$ Па;

P_0 – тиск герметизованого середовища, Па; $P_0 = 0{,}2 \cdot 10^6$ Па;

К – коефіцієнт гідравлічного навантаження.

Коефіцієнт гідравлічного навантаження визначається за формулою:

$$K = \frac{D_2^2 - d^2}{D_2^2 - D_1^2} = \frac{0{,}135^2 - 0{,}105^2}{0{,}135^2 - 0{,}125^2} = 2{,}7 \qquad (5.8)$$

Отже за формулою 5.7

$P_к = 0{,}05 \cdot 10^6 + 2{,}7 \cdot 0{,}2 \cdot 10^6 = 0{,}59 \cdot 10^6$ Па

Визначаємо силу тертя торцевих поверхонь за формулою:

$$F_{тр} = p_к \cdot S \cdot f \qquad (5.9)$$

де: S – площа контакту, $м^2$;

f — коефіцієнт тертя пари «графіт–графіт» за наявності в зазорі між ущільнювальними кільцями шару перекачуваної рідини, який для даних умов приймається рівним $f = 0{,}05$.

Площа контакту між елементами ущільнення визначається відповідно до наведеного розрахункового виразу.

$$S = \frac{\pi \cdot \left(D_2^2 - D_1^2\right)}{4} = \frac{3{,}14 \cdot \left(0{,}135^2 - 0{,}125^2\right)}{4} = 0{,}002 \text{ м}^2 \quad (5.10)$$

Отже за формулою 6.9 маємо:

$F_{тр} = 0{,}59 \cdot 10^6 \cdot 0{,}05 \cdot 0{,}002 = 60{,}2$ Н.

Момент тертя визначається за формулою:

$$M_{тр} = r \cdot F_{тр} \quad (5.11)$$

де: r – радіус ковзання, м.

Радіус ковзання визначається за формулою:

$$r = \frac{D_1 + D_2}{4} = \frac{0{,}125 + 0{,}135}{4} = 0{,}065 \text{ м.} \quad (5.12)$$

Отже за формулою 6.11:

$$M_{тр} = 0{,}065 \cdot 60{,}2 = 9{,}516 \text{ Н·м.}$$

Витрати потужності в торцевому ущільненні визначаються за формулою:

$$N_{тр} = M_{тр} \cdot \omega, \quad (5.13)$$

де: ω – кутова швидкість, $с^{-1}$.

Кутова швидкість визначається за формулою:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3{,}14 \cdot 3000}{30} = 314 \text{ с}^{-1} \quad (5.14)$$

де: n – частота обертання вала насоса, $хв^{-1}$; n = 3000 $хв^{-1}$.

Отже за формулою 5.13:

$$N_{тр} = 9{,}516 \cdot 314 = 2988{,}076 \text{ Вт.}$$

Витрати потужності в торцевому ущільненні з деякими наближеннями можна вважати рівними теплоті, що виділяється на ньому.

5.2 Розрахунок пресової посадки ущільнюючого кільця

У практиці машинобудування ущільнювальні кільця зазвичай монтують із застосуванням пресової або гарячої посадки. У низці випадків використовують комбінований підхід, що поєднує пресову та гарячу посадки, а також додатково застосовують клейові матеріали, зокрема епоксидні смоли. Ключовою складністю таких методів монтажу є запобігання виникненню напружень у матеріалі кільця, які перевищують допустимі значення, та забезпечення його довготривалої й надійної роботи. Для в'язких матеріалів критерієм розрахунку слугує границя текучості, тоді як для крихких матеріалів визначальним показником є тимчасовий опір розриву [11]. На рисунку 5.1 наведено схему розподілу напружень у зовнішньому та внутрішньому кільцях при натягу.

На рис.5.1, де кільце 1 − зовнішнє, а 2 − внутрішнє, показані наступні напруження при натязі $\delta = D - d_1$ [7]:

− напруження розтягу в кільці 1:

$$\sigma_1 = \frac{\delta \cdot E_1}{\left(1 + \frac{e_1 \cdot E_1 \cdot D}{e_2 \cdot E_2 \cdot d_1}\right) \cdot d_1} \approx \frac{\delta \cdot E_1}{d_1 \cdot \left(1 + \frac{e_1 \cdot E_1}{e_2 \cdot E_2}\right)}, \qquad (5.15)$$

σ_2 − напруження стиску в кільці 2, Па;

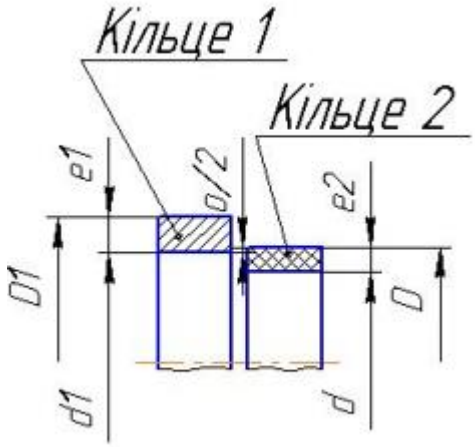


Рисунок 5.1 − Розрахункова схема пресової посадки

− напруження стиску в кільці 2:

$$\sigma_2 = \frac{\delta \cdot E_2}{\left(1 + \frac{e_2 \cdot E_2 \cdot d_1}{e_1 \cdot E_1 \cdot D}\right) \cdot D} \approx \frac{\delta \cdot E_2}{D \cdot \left(1 + \frac{e_2 \cdot E_2}{e_1 \cdot E_1}\right)}, \qquad (5.16)$$

де: σ_1 – напруження розтягу в кільці 1, Па;

δ – необхідний натяг, м;

E_1 – модуль пружності для нержавіючої сталі, Па;

E_2 – модуль пружності для графіту, Па;

D, d, e_2 – відповідно зовнішній, внутрішній діаметри графітового кільця та ширина торця, м;

D_1, d_1, e_1 – відповідно зовнішній, внутрішній діаметри сталевої обойми та ширина торця, м;

Отже, необхідно виготовити торцевве ущільнення, в якого графітове кільце ($E_2 = 10000 МПа$, $\sigma_D = 140 МПа$) буде запресоване в обойму з нержавіючої сталі ($E_1 = 200000 МПа$, $\sigma_{0,2} = 200 МПа$) [11].

Кільце 1: $D_1 = 153{,}58 мм, d_1 = 145{,}70 мм, e_1 = 7{,}88 мм$;

Кільце 2: $D = 146мм, d = 114{,}57мм, e_2 = 31{,}43мм$.

Згідно виразів 6.15 та 6.16, визначаємо напруження в кільцях 1 і 2:

$$\sigma_1 = \frac{\delta \cdot E_1}{\left(1 + \frac{e_1 \cdot E_1 \cdot D}{e_2 \cdot E_2 \cdot d_1}\right) \cdot d_1} \approx \frac{\delta \cdot E_1}{d_1 \cdot \left(1 + \frac{e_1 \cdot E_1}{e_2 \cdot E_2}\right)} =$$

$$= \frac{(146 - 145{,}70) \cdot 2 \cdot 10^{11}}{145{,}70 \cdot \left(1 + \frac{7{,}88 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 10^{11}}{31{,}43 \cdot 10^{-3} \cdot 1 \cdot 10^{-10}}\right)} = 2{,}928 \cdot 10^6 \, Па$$

$$\sigma_2 = \frac{\delta \cdot E_2}{\left(1 + \frac{e_2 \cdot E_2 \cdot d_1}{e_1 \cdot E_1 \cdot D}\right) \cdot D} \approx \frac{\delta \cdot E_2}{D \cdot \left(1 + \frac{e_2 \cdot E_2}{e_1 \cdot E_1}\right)} =$$

$$= \frac{(146 - 145{,}70) \cdot 1 \cdot 10^{10}}{146 \cdot \left(1 + \frac{31{,}43 \cdot 10^{-3} \cdot 1 \cdot 10^{10}}{7{,}88 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 10^{11}}\right)} = 0{,}000169 \cdot 10^6 \, Па$$

Розраховане за формулою (6.15) напруження розтягу в металевому кільці 1 $\sigma_1 = 2{,}928МПа$; розраховано за формулою (6.16) $\sigma_2 = 0{,}000169МПа$. Обидва напруження мають достатній запас за допустими величинами [11].

5.3 Розрахунок вала насоса

Проектування вала починають з визначення діаметра вихідного кінця вала з розрахунку на чисте кручення по зниженому допустимому напруженню без врахування впливу згину [6].

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot [\tau_K]}}, \qquad (5.17)$$

де T – крутний момент, Н·мм;

$[\tau_к]$ – допустиме напруження на кручення;

Оскільки матеріал вала Сталь 40ХН, приймаємо $[\tau_к]$ = 15…20 МПа. Діаметр вала – 95 мм.

Знаходимо крутний момент T

$$T \geq \frac{d^3 \cdot \pi \cdot [\tau_k]}{16}, \text{ отже } T = \frac{0{,}095^3 \cdot 3{,}14 \cdot 20 \cdot 10^6}{16} = 3{,}36 \text{ кН·м.}$$

Довжина вала 2927 мм

Виконуємо уточнений перевірочний розрахунок, який полягає в визначенні коефіцієнтів запасу міцності s в небезпечних перерізів:

$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}}, \qquad (5.18)$$

$$s = \frac{0{,}23 \cdot 0{,}76}{\sqrt{0{,}23^2 + 0{,}76^2}} = 2{,}45$$

де s_σ – коефіцієнт запасу міцності по нормальних напруженнях.

Розрахункове значення s не повинно бути нижче допустимого [s]=2,5.

При умові виконання спеціального розрахунку вала на жорсткість допускається зниження коефіцієнту запасу міцності [s] до 1,7

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \cdot \beta} \cdot \sigma_v + \Psi_\sigma \cdot \sigma_m}, \qquad (5.19)$$

$$s_\sigma = \frac{350}{\frac{2{,}05}{0{,}59 \cdot 0{,}9} \cdot 380 + 0{,}2 \cdot 285} = 0{,}23$$

де σ_{-1} – границя витривалості сталі при симетричному циклі згинання;

k_σ – ефективний коефіцієнт концентрації нормальних напружень;

ε_σ – масштабний фактор для нормальних напружень; $\sigma_в = 800$ МПа

β – 0,90…0,97;

σ_v – амплітуда циклу нормальних напружень, рівна найбільшому напруженню згину σ_n вперерізі, що розглядається;

σ_m – середнє напруженя циклу нормальних напружень.

Якщо осьове напруження F_a на вал відсутнє або наскільки мале, що ним можна знехтувати, то приймають $\sigma_m = 0$, в інших випадках:

$$\sigma_m = \frac{F_a}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}}; \qquad (5.20)$$

$$\sigma_m = \frac{200 \cdot 10^3}{\frac{3{,}14 \cdot 0{,}095^2}{4}} = 285 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт $$\Psi_\sigma = \frac{2 \cdot \sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}; \qquad (5.21)$$

$$\Psi_\sigma = \frac{2 \cdot 350 - 550}{550} = 0{,}27$$

для вуглецевих сталей в яких $\sigma_в = 650…750$ МПа приймають $\Psi_\sigma = 0.2$, для легованих $\Psi_\sigma = 0.25 – 0.3$; s_τ – коефцієнт запасу міцності по дотичних напруженнях,

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \cdot \beta}\tau_v + \Psi\tau \cdot \tau_m}, \qquad (5.22)$$

оскільки $\tau_{-1} = 0{,}58 \cdot \sigma_{-1}$, то $\tau_{-1} = 0{,}58 \cdot 350 = 205$

$$s_\tau = \frac{205}{\frac{1{,}7}{3{,}7 \cdot 0{,}9} 48 + 0{,}05 \cdot 48} = 0{,}76$$

де τ_{-1} – границя витривалості сталі при симетричному циклі кручення; для конструкційних сталей приймають $\tau_1 = 0{,}58 \cdot \sigma_{-1}$.

Матеріал вала сталь 40 ХН. Границя витривалості для такої сталі

$$\tau_v = \tau_m = 0{,}5 \cdot \tau_{max} = \frac{0{,}5 \cdot T}{W_K}; \qquad (5.23)$$

$$\tau_v = \tau_m = 0{,}5 \cdot \tau_{max} = \frac{0{,}5 \cdot 3{,}36 \cdot 10^3}{17{,}5} = 48 \text{ МПа}$$

де W_K – момент опору кручення;

T – крутний момент.

Розрахувавши вал, розрахувавши всі необхідні параметри бачимо, що особливих відхилень від допустимих значень немає.

5.4 Перевірка шпонкового з'єднання

Розраховуємо шпонку, що з'єднує робоче колесо з валом насоса на напруження стиску [14].

Вихідні дані:

- діаметр вала $d = 95$ мм;
- ширина шпонки $b = 28$ мм;
- висота шпонки $h = 16$ мм;

- довжина шпонки $l = 175$ мм;
- товщина втулки $t = 8{,}2$ мм.

Визначаємо довжину втулки з робочими торцями:

$$l_P = l - b \tag{5.24}$$

Підставивши числові значення вихідних величин, отримаємо:

$$l_P = 175 - 28 = 147 \text{ мм.}$$

Крутний момент, що передається на вал, приймаємо [14]:

$$M_Z = 4075 \text{ Н·мм}$$

Допустимі напруження стиску [13]:

$$[\sigma_{CT}] = 120 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Перевірку шпонки на стиск проводимо за формулою:

$$\sigma_{CT} = \frac{2M_Z}{d(h-t) \cdot l_P} \tag{5.25}$$

При відповідних числових значеннях величин, значення напружень стиску в матеріалі шпонки:

$$\sigma_{CT} = \frac{2 \cdot 4075}{95(16 - 8{,}5) \cdot 147 \cdot 10^{-6}} = 71 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Порівняємо отримане значення напружень стиску з допустимим значенням, бачимо, що умова міцності виконується.

$$\sigma_{\text{СТ}} < [\sigma_{\text{СТ}}] = 120 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Коефіцієнт запасу міцності матеріалу шпонки на стиск:

$$n = \frac{[\sigma_{СТ}]}{\sigma_{СТ}} \qquad (5.26)$$

Підставивши числові значення, отримаємо:

$$n = \frac{120 \cdot 10^6}{71 \cdot 10^6} = 1{,}7 .$$

Обчислений коефіцієнт запасу міцності матеріалу шпонки є достатнім для роботи під навантаженнями, які мають місце в насосі [11].

Висновки

У магістерській роботі виконано комплексне дослідження умов роботи секційних відцентрових насосів та їх основних вузлів, що працюють у складних експлуатаційних умовах. Проведений аналіз показав, що одним із найбільш швидкозношувальних елементів насоса є ущільнюючий вузол, працездатність якого суттєво впливає на надійність і ресурс усього агрегату.

Проаналізовано існуючі конструкції торцевих ущільнень, визначено їх переваги та недоліки, а також встановлено основні фактори, що призводять до інтенсивного зношування та втрати герметичності. Обґрунтовано доцільність удосконалення конструкції ущільнюючого вузла секційного відцентрового насоса з метою підвищення його довговічності та експлуатаційної надійності.

Розроблено удосконалену конструкцію торцевого ущільнення, виконано вибір матеріалів ущільнюючих кілець з урахуванням умов тертя, тиску та агресивності робочого середовища. Запропоновані конструктивні рішення спрямовані на зменшення зношування пари тертя та підвищення стабільності роботи ущільнення.

Спроєктовано лабораторний стенд для випробування матеріалів ущільнюючих кілець торцевих ущільнень, а також розроблено програму і методику проведення випробувань. Використання стенда дозволяє оцінювати зносостійкість, коефіцієнт тертя та працездатність матеріалів в умовах, наближених до реальних експлуатаційних.

Виконано інженерні розрахунки пари тертя торцевого ущільнення, пресової посадки ущільнюючого кільця та вала насоса. Результати розрахунків підтвердили міцність, надійність і працездатність елементів удосконаленої конструкції за заданих режимів роботи.

Перелік посилань на джерела

1. Довідник з нафтогазової справи / за заг. ред. В. С. Бойка, Р.-М. Кондрата, Р. С. Яремчука. Київ ; Львів, 1996. 620 с.

2. Угринчук О. А. Гидравлика и гидравлические машины. Москва : Машиностроение, 1984. 432 с.

3. Голубев А. И. Торцевые уплотнения вращающихся валов. Москва : Машиностроение, 1974. 212 с.

4. Паспорт насосів ЦНС 45, 63, 90. Суми, 1998. 58 с.

5. Методичні вказівки для проведення лабораторних занять з дисципліни «Експлуатація і ремонт машин та обладнання». Івано-Франківськ : Факел, 1997. 52с.

6. Кондаков Л. А., Голубев А. И., Овандер В. Б. та ін. Уплотнения и уплотнительная техника : справочник. Москва : Машиностроение, 1986.

7. Майер Э. Торцовые уплотнения : справочник / пер. с нем. Б. А. Вольбрама. Москва : Машиностроение, 1978. 287 с.

8. Технологія конструкційних матеріалів: Підручник / М. А. Сологуб, І. О. Рожнецький, О. І. Некоз та ін.; За ред. М. А. Сологуба. – 2-ге вид., перероб. і допов. – К.: Вища школа, 2002. — 374 с. — ISBN 966-642-033-3.

9. Попович В. В. Технологія конструкційних матеріалів і матеріалознавство: [підручник для студ. вищ. навч. закл.] / В. В. Попович, В. В. Попович. – Львів: Світ, 2006. – 624 с. – ISBN 966-603-452-2.

10. Результати аналізу води, що закачується в пласт за липень 2008 року. Бюлетень НГВУ «Надвірнанафтогаз».

11. Авдеенко М. А., Белогорский В. Д. и др. Конструкционные материалы и изделия на основе углерода : справочник. Москва : Металлургия, 1970.

12. Писаренко Г. С. та ін. Сопротивление материалов : учебник для студентов машиностроительных специальностей. Киев : Высшая школа, 1986. 775 с.

13. Копей Б. В. Розрахунок, монтаж і експлуатація бурового обладнання : підручник для ВНЗ. Івано-Франківськ : Факел, 2001. 446 с.

14. Башта Т. М. та ін. Гидравлика, гидравлические машины и гидроприводы. Москва : Машиностроение, 1988. 316 с.

15. Нефтепромышленное оборудование : справочник / под ред. Е. И. Бухаленко. 2-е изд., перераб. и доп. Москва : Недра, 1990. 559 с.

16. Антифрикционные самосмазывающиеся материалы типа АМАН. Производственные опыты. Новые материалы. Москва : ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1968.

17. ДСТУ 2192-93. Гідроприводи об’ємні. Насоси об’ємні та гідромотори. Загальні технічні вимоги. Чинний від 1.07.94р.

18. Станции блочные кустовые насосные «СЕВЕР» : расчеты / под ред. Н. С. Зенова. Уфа : Союзнефтепромремонт, 1985.

19. Гжиров Р. И. Краткий справочник конструктора. Москва : Машиностроение, 1983. 464 с.

20. Горовий С.О. Розрахунок гідравлічних радіальних та кутових сил гладкого шпаринного ущільнення / С.О. Горовий // Вісник СНАУ, серія “Механізація та автоматизація виробничих процесів”, 2019. - № 2 (36) - С. 7 - 14.

21. Горовий С.О. Оціночний гідравлічний розрахунок силових моментів шпаринного ущільнення / С.О. Горовий // Вісник СНАУ, серія “Механізація та автоматизація виробничих процесів”, розділ “Агротехсервіс”, 2017. - № 10 (32) - С. 20 - 23.