

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ
ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
НАФТИ І ГАЗУ

На правах рукопису



Стефанишин Оксана Іванівна

УДК 622.276.53:621.671(047)

ПРОГНОЗУВАННЯ ТА ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСУ РЕДУКТОРІВ
ВЕРСТАТІВ-ГОЙДАЛОК

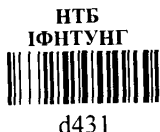
05.05.12- Машини нафтової та газової промисловості

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата
технічних наук

Науковий керівник:
Копей Богдан Володимирович
доктор технічних наук , професор

*Всі примірники дисертації
ідентичні за змістом.
Вамин секретар спеціалізованої
вченої ради Д 20.057.04 [Signature] / [Signature]
27.02 2012р.*

Івано-Франківськ - 2012



d431

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ, СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ	5
ВСТУП.....	9
РОЗДІЛ 1 СУЧАСНИЙ СТАН ПРОБЛЕМИ І ВИБІР НАПРЯМКУ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	15
1.1 Чинники, що впливають на довговічність редукторів ШСНУ.....	16
1.1.1 Характер роботи редукторів і діючі силові чинники.....	16
1.1.2 Конструктивні та технологічні чинники.....	19
1.1.3 Вплив середовища.....	21
1.2 Відмови редукторів штангових свердловинних насосних установок (ШСНУ), їх класифікація та причини.....	23
1.2.1 Відмови редукторів ШСНУ та класифікація їх відмов.....	23
1.2.2 Причини відмов редукторів ШСНУ.....	35
1.2.3 Аналіз надійності редукторів після ремонту.....	37
1.3 Аналіз існуючих методів контролю технічного стану редукторів.....	43
1.4 Способи підвищення довговічності редукторів ШСНУ.....	47
1.5 Постановка задач досліджень.....	51
Висновки до розділу.....	53
РОЗДІЛ 2 МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	54
2.1 Засоби та умови, необхідні для проведення лабораторних досліджень...55	55
2.1.1 Лабораторна установка для випробувань модельного редуктора.....	55
2.1.2 Планування лабораторних експериментів.....	58
2.1.3 Стенди для натурних випробувань редукторів.....	62
2.1.4 Прилади та давачі для вимірювання фізичних величин, вибір їх кількості та розміщення.....	69
Висновки до розділу.....	74
РОЗДІЛ 3 ДОСЛІДЖЕННЯ ЗНОШУВАННЯ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРА МЕТОДОМ ВІБРАЦІЙНОЇ ДІАГНОСТИКИ ТА ВПЛИВ ВІБРАЦІЇ ШСНУ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ РЕДУКТОРА.....	75

3.1 Вібраційна діагностика технічного стану редукторів ШСНУ	75
3.1.1 Методика вивчення впливу вібрації на довговічність редуктора.....	75
3.1.2 Дослідження адаптації інерційного давача МП-95 для вимірювання лінійних прискорень.....	78
3.1.3 Оптимізація складу мобільних вимірювальних систем	82
3.1.4 Обробка результатів досліджень.....	90
3.2 Аналіз вібраційних характеристик редукторів різних типів в промислових умовах.....	93
3.3 Застосування вібродіагностики під час стендових випробовувань редукторів.....	100
3.3.1 Вплив вібрації на зносостійкість та довговічність деталей редуктора.....	100
3.3.2 Вплив навантаження верстата-гойдалки на вібраційні характеристики редуктора.....	104
3.3.3 Вплив тривалості роботи верстата-гойдалки на вібраційні характеристики редуктора (в період припрацювання, нормальної роботи та катастрофічного зношування).....	107
3.3.4 Вплив мастила на вібраційні характеристики редуктора.....	110
3.3.5 Вплив неспіввісності шківів пасової передачі на вібраційні характеристики редуктора.....	115
Висновки до розділу.....	130
РОЗДІЛ 4 ВИБІР МЕТОДІВ ЗМІЦНЕННЯ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРІВ ШСНУ.....	132
4.1 Аналіз відмов редукторів ШСНУ.....	132
4.2 Підвищення ресурсу редукторів ШСНУ на стадії проектування та виготовлення.....	136
4.2.1 Дослідження властивостей матеріалу коліс та валів.....	136
4.2.2 Дослідження методу зміцнення.....	144
4.3 Обґрунтування методів підвищення ресурсу редукторів після ремонту.....	154

Висновки до розділу.....	158
РОЗДІЛ 5 ПРОГНОЗУВАННЯ І ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ	
РЕДУКТОРІВ ШСНУ.....	159
5.1 Методика прогнозування довговічності редукторів ШСНУ.....	159
5.1.1 Використання функціонально-вартісного аналізу (ФВА) для вдосконалення ремонту редукторів.....	159
5.1.2 Використання функціонально-вартісного аналізу (ФВА) для зниження витрат на ремонт редукторів.....	164
5.1.3 Розроблення діагностичної моделі редуктора ШСНУ.....	171
5.1.4 Визначення допустимих рівнів вібрацій редуктора ШСНУ.....	180
5.1.5 Фізичне моделювання вібраційного стану редуктора ШСНУ.....	187
5.1.6 Прогнозування довговічності редукторів на основі вібраційних досліджень.....	190
5.2 Використання ремонтно-відновлювальної суміші для відновлення спрацьованих поверхонь редукторів.....	194
5.2.1 Застосування ХАДО-технології.....	194
5.2.2 Використання добавок м'яких металів до мастильних матеріалів	199
Висновки до розділу.....	201
ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ.....	203
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	205
Додаток А Методика оцінки технічного стану після ремонту та прогнозування ресурсу редукторів ШСНУ в процесі експлуатації свердловини за допомогою вібродіагностування.....	222
Додаток Б Приймально-здавальний акт.....	236
Додаток В Акт виконаних робіт по використанні ХАДО-технології з добавкою порошку міді.....	237
Додаток Д Акт впровадження результатів дисертаційної роботи в навчальний процес ІФНТУНГ.....	238
Додаток Е Акт введення в експлуатацію стенду для обкатування редукторів.....	240

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ,
СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ

- n - необхідна кількість спостережень;
- λ - коефіцієнт інтегралу ймовірності;
- σ - середнє квадратичне відхилення, год;
- $T_{\text{сер}}$ - середній наробіток між відмовами, год.;
- ΔN - довжина інтервалу, год.;
- $P(t)$ - імовірність безвідмовної роботи, %;
- $\lambda(t)$ - інтенсивність відмов, год.⁻¹;
- φ - кут скручування пружинного вала, град.;
- M - крутний момент на привідному валі редуктора, Н·м;
- L - довжина пружинного вала, мм;
- G - модуль зсуву сталі, МПа;
- I_p - момент інерції вала, мм⁴;
- d - діаметр пружинного вала, мм;
- $W_{\text{кр}}$ - границя міцності на кручення, МПа;
- $[\tau]$ - допустиме напруження кручення, МПа;
- I_p - момент інерції, мм⁴;
- $f_{z1}, f_{z2}, f_{\text{вх}}$ - частоти зачеплення, Гц;
- P_a - тиск на зуб, що діє в площині зачеплення, МПа;
- β - кут нахилу зуба, град.;
- P - колове зусилля, Н;
- T_r - радіальне зусилля, Н;
- P_n - нормальне зусилля, Н;
- Q - осьове зусилля, Н;
- m_1 - маса вала, кг;
- C_1 - жорсткість підшипника кочення, Н/м;
- m_2 - маса опори, кг;
- C_2 - жорсткість опори, Н/м;

y_2 - механічні переміщення при коливанні опори, мм;

ω - кутова швидкість привідного вала редуктора, c^{-1} ;

m_1 - маса частини вхідного вала редуктора, кг;

P_0 - допустиме навантаження, кН

$S_{дин}$ - динамічна вантажопідіймальність підшипника, кН;

F_r – радіальне навантаження на опору, Н;

δ_r – радіальна деформація підшипника під навантаженням, мкм;

δ_r' – радіальна деформація в контактї найбільш навантаженого тіла з доріжкою кочення, мкм;

δ_r'' – радіальна деформація в контактї кілець підшипника з посадочними поверхнями вала і корпусу з попереднім натягом, мкм;

δ_{r0} – радіальна деформація в контактї найбільш навантаженого тіла кочення при нульовому зазорі, мкм;

F_t – колове навантаження, Н;

d_1 – діаметр привідного вала, м;

M_1 - момент на тихохідному валі, Н·м;

U – передавальне відношення редуктора;

β_1 – коефіцієнт, який враховує величину натягу або зазору;

g_r – попередній натяг, мкм;

z – кількість роликів підшипника;

i - кількість рядів роликів;

L – довжина ролика підшипника, мм;

D – зовнішній діаметр підшипника, мм;

d – внутрішній діаметр підшипника, мм;

B – ширина підшипника, мм;

y_2 - вібропереміщення опори, м;

V_r – віброшвидкість, мм/с;

A_1 - перша амплітуда першої гармоніки коливань першого акселерометра;

A_2 - перша амплітуда першої гармоніки коливань другого акселерометра;

φ_1 - кут між віссю напрямку удару і віссю спрямованості першого акселерометра, град.;

φ_2 - кут між віссю напрямку удару і віссю спрямованості другого акселерометра, град.;

λ – параметр, що характеризує спосіб розміщення давачів контролю МВС на ШСНУ;

$C_1(Q\lambda)$ – витрати, пов'язані з установкою давачів та передачею їх показів в МВС, грн;

$C_2(QT)$ – витрати пов'язані з прийомом і обробкою показників давачів в МВС, грн;

Q – число вібродавачів МВС контролю;

T – інтервал часу, протягом якого знімаються показники давачів МВС, с;

$P_{m/n}$ - умовна ймовірність;

H - мінімальне число давачів, при якому ентропія не перевищує заданого значення;

n - число вимірювань;

d_m - універсальний оптимальний вимірювальний базис;

n_i - оптимальний розподіл кількостей вимірювань;

МНК - метод найменших квадратів;

ЗЕ - "завдання Ельвінга";

ШСНУ - штангова свердловинна насосна установка;

МВС - мобільна вимірювальна система;

АЧХ - амплітудно-частотні характеристики;

НКТ – насосно-компресорні труби;

S_0 - оптимальний натяг паса, Н;

$\sigma_{\text{опт}}$ - оптимальне напруження в пасі, МПа;

F – площа поперечного перерізу клинового паса, м²;

ФВА - функціонально-вартісний аналіз;

ДРГ - дослідно-робоча група;

ТС - технічна система.

$P_1 \dots P_n$ - основні структурні одиниці логічної діагностичної моделі приводу редуктора;

$X_1 \dots X_m$ - зовнішні входи логічної діагностичної моделі приводу редуктора;

Q_1 - блоки логічної моделі;

m_v - масштаб подібності значення віброшвидкості;

m_ω - масштаб подібності значення кутової швидкості;

m_y - масштаб подібності значення вібропереміщення;

P - навантаження на піраміду, Н;

d - діагональ відбитку, мкм;

$H_{\mu 1-6}$ - значення мікротвердості, МПа.

ВСТУП

Актуальність теми. Більшість нафтових свердловин України облаштовано засобами механізованого видобування нафти. Переважна кількість серед них використовує штангові свердловинні насосні установки (ШСНУ). Зношеність основних фондів по структурних одиницях ПАТ «Укрнафта» досить висока, обладнання вичерпало свій ресурс роботи і потребує якісного ремонту та впровадження нових технологій під час його відновлення та експлуатації.

Однією з головних причин, що ускладнюють роботу штангової свердловинної насосної установки є вихід з ладу як підземного так і наземного обладнання. Із наземного обладнання редуктори є найменш надійними під час їх експлуатації. Основною особливістю експлуатації редукторів ШСНУ є їх робота в умовах циклічного навантаження.

Існуючі та іноваційні способи підвищення зносостійкості деталей редукторів допомагають збільшити їх ресурс. Але, незважаючи на це, проблема виникнення аварій залишається актуальною. Особливою задачею є розроблення методу підвищення ресурсу редуктора шляхом зменшення рівня вібрацій його робочих органів.

Існуючі технології виготовлення деталей редуктора, застосування мастильних матеріалів та правила експлуатації не враховують вплив на роботу редукторів інших складових верстата-гойдалки.

Отже, залишається актуальною необхідність розроблення нового методу прогнозування довговічності редукторів, який би враховував їхнє зношування в комплекті ШСНУ, як складної системи. Розробка методів і засобів оперативного контролю технічного стану робочих органів редуктора в процесі його експлуатації є актуальною науково-технічною проблемою, яка має важливе народногосподарське значення.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Тематика роботи є частиною планових науково-дослідних програм та розвитку

нафтопромислового комплексу України. Роботи входять в кординаційний 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 роботи. Підвищення ресурсу редукторів верстатів-гойдалок впровадженням нових технологій та оцінка їх фактичного технічного стану в процесі експлуатації з використанням методів вібродіагностування.

Основні завдання наукового дослідження:

1. Проаналізувати причини зношування зубчастих передач верстатів-гойдалок, способи попередження їх відмов та вдосконалити класифікацію їх відмов.

2. Дослідити надійність нових та відремонтованих редукторів ШСНУ в промислових умовах та провести розрахунок ймовірності безвідмовної роботи та інтенсивності відмов з метою оцінки їх ресурсу.

3. Дослідити вплив експлуатаційних чинників на технічний стан редуктора з використанням створеного модельного лабораторного стенду методом вібродіагностування, на основі повнофакторного експерименту встановити залежності між експлуатаційними параметрами.

4. Створити логічну діагностичну модель редуктора ШСНУ та розробити метод прогнозування його довговічності і визначити критерії відбракування на основі вібродіагностування та провести його дослідно-промислову перевірку.

5. Дослідити та впровадити у виробництво методи зміцнення поверхонь зубів зубчастих передач редукторів ШСНУ з використанням ХАДО-технології та добавками м'яких металів, яке відповідає умовам експлуатації обладнання та можливостям ремонтного підприємства і розробити методику зниження витрат на ремонт редуктора на основі функціонально-вартісного аналізу.

Об'єктом дослідження є процес зношування робочих органів редукторів під час механізованого способу видобутку нафти за допомогою штангових свердловинних насосних установок, викликаний розвитком дефектів, що призводить до зміни технічного стану установки та аварійних ситуацій.

Предмет дослідження це прогнозування зношування робочих органів редукторів ШСНУ з використанням вібродіагностики.

Методи дослідження - для вирішення поставлених задач використані методи теорії надійності, методи математичної статистики, методи спектрального та кореляційного аналізу, методи технічної діагностики, експериментальні вібродіагностичні дослідження редукторів в лабораторних та промислових умовах, метод використання функціонально-вартісного аналізу, методи проведення металографічних досліджень зміцнених зубчастих коліс.

Положення, що виносяться на захист: оцінка технічного стану редукторів в процесі експлуатації та після ремонту за допомогою вібродіагностики і підвищення їх ресурсу.

Наукова новизна одержаних результатів

1. Вперше визначено параметри надійності нових і відремонтованих редукторів Ц2НЩ-750 ШСНУ в промислових умовах та проведено розрахунок ймовірності безвідмовної роботи та інтенсивності їх відмов.

2. Проведено аналіз причин зношування зубчастих передач редукторів ШСНУ та удосконалено класифікацію відмов.

3. Вперше розроблені критерії відбракування редукторів верстатів-гойдалок на основі вібродіагностування.

4. Вперше побудована логічна діагностична модель редуктора ШСНУ.

5. Вперше отримана залежність значення загального рівня вібрації в залежності від часу напрацювання.

6. Вдосконалено та досліджено методи зміцнення поверхонь зубів зубчастих передач редукторів ШСНУ з використанням ХАДО-технології та

добавками м'яких металів, які найбільше відповідають умовам експлуатації обладнання та можливостям підприємства.

Практичне значення одержаних результатів:

1. Розроблено стенди для випробування редукторів ШСНУ після ремонту з контролем їх вібраційних характеристик;

2. На основі розробленої методики зниження витрат на ремонт редукторів з використанням функціонально-вартісного аналізу зменшено металомісткість заготовок деталей редуктора на 20-30% та трудові витрати на їх виготовлення, що зменшило собівартість ремонту редуктора;

3. Розроблені критерії відбракування редукторів верстатів-гойдалок на основі вібродіагностування, які дають можливість вчасно зняти з експлуатації редуктори та попередити аварійні ситуації на свердловині.

4. Логічна діагностична модель дасть змогу встановити і класифікувати розвиток дефектів, визначити напрямок їх розвитку та причинно-наслідковий зв'язок з іншими дефектами.

5. За допомогою розробленої методики прогнозування та підвищення довговічності редукторів верстатів-гойдалок можна визначити їх залишковий ресурс. Своєчасне діагностування дає можливість уникнути аварійних ситуацій під час експлуатації свердловини, підвищити продуктивність роботи та збільшити тривалість міжремонтного періоду свердловини.

6. Впровадження у виробництво ремонтного підприємства методів зміцнення поверхонь зубів зубчастих передач редукторів ШСНУ струмами високої частоти та подальшим використанням ХАДО-технології та добавки м'яких металів в сукупності з відповідними методами змащування під час експлуатації попередить надмірне зношування поверхонь зубів зубчастих передач редукторів ШСНУ.

Особистий внесок здобувача.

Проведено аналіз та розрахунок надійності редукторів верстатів-гойдалок [1], де особистий внесок здобувача становить 40%. Розроблено методику функціонально-вартісного аналізу (ФВА) в умовах БЦБВО [2, 4] з метою

забезпечення економічності будь-яких дій і рішень, пов'язаних з формуванням вартості, де особистий внесок здобувача становить 40%. Проведено діагностичні обстеження діючих свердловин та проведено аналіз оброблених результатів дослідження [3, 5, 13, 77], де особистий внесок здобувача становить 20 %. Запропоновано стенди для випробування натурних редукторів у двох варіантах, а також модельний стенд редуктора [12, 7], де особистий внесок здобувача становить 30%. Розроблено метод тарування апаратури із застосуванням динамічної тарувальної функції в робочому діапазоні коливань [6], де особистий внесок здобувача становить 20%. Проведено аналіз зношування та причини відмов редукторів верстатів-гойдалок [8], де особистий внесок здобувача становить 50%. Запропоновано вимірювання швидкості мобільними інформаційно-вимірювальними системними комплексами та методи і прилади контролю якості [9], де особистий внесок здобувача становить 20%. Запропоновано методи зменшення зношування деталей редукторів верстатів-гойдалок [10], де особистий внесок здобувача становить 50%. Проведено аналіз причин неякісного ремонту та розроблена методика підвищення якості відремонтованого обладнання в умовах БЦБВО [11], де особистий внесок здобувача становить 40%. Визначена оптимізація розміщення давачів мобільних вимірювальних систем [16], де особистий внесок здобувача становить 30%. Створено методика прогнозування зношування деталей редукторів верстатів-гойдалок [78], де особистий внесок здобувача становить 30%. Проведено діагностичні обстеження пасових передач редукторів верстатів-качалок [79], де особистий внесок здобувача становить 30%. Розроблена методика розрахунку допустимих вібрацій редуктора ШСНУ [14], де особистий внесок здобувача становить 100%. Проведено оптимізацію вибору складу мобільної вимірювальної системи [141], де особистий внесок здобувача становить 20%. Проведено віброобстеження натурних та модельних редукторів створеною мобільною вимірювальною системою [80], де особистий внесок здобувача становить 20%. Досліджено

підвищення ресурсу роботи редукторів ШСНУ методом використання добавок м'яких металів до мастильних матеріалів [78,173,174], де особистий внесок здобувача становить 40%. Запропоновано спосіб підвищення чутливості давача [15], де особистий внесок здобувача становить 25%.

Апробація та реалізація результатів дисертації.

Основні результати роботи доповідались та обговорювались на Міжнародній науково-технічній конференції «Повышение качества, надежности и долговечности технических систем и технологических процессов», 3-10 грудня 2006р., м.Шарм ель Шейх, Єгипет, на Міжнародній науково-технічній конференції молодих вчених «Техніка і прогресивні технології в нафтогазовій інженерії», 16-20 вересня 2008р., Івано-Франківськ, на Міжнародній науково-технічній конференції « Нафтогазова енергетика: проблеми та перспективи», 20-23 жовтня 2009р., Івано-Франківськ, на Міжнародній науково-технічній конференції «Сучасні проблеми трибології», 19-21 травня 2010 р., м.Київ і на Міжнародній науково-технічній конференції « Нафтогазова енергетика - 2011», 10-14 жовтня 2011р., Івано-Франківськ.

У повному об'ємі результати досліджень доповідались на засіданнях кафедри нафтогазового обладнання ІФНТУНГ та міжкафедральному розширеному науковому семінарі зазначеного університету.

Публікації. Результати дисертаційної роботи висвітлені у двадцяти трьох працях: статтях [1-10,14,16,78,79,141,173], одному деклараційному патенті [15], матеріалах конференцій [11-13,77,174] та монографії «Мобільні вимірювальні системи в нафтогазовій та гірничій промисловості» [80].

Структура дисертації. Дисертаційна робота складається із вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел, який містить 174 найменування, 5 додатків. В ній міститься 240 аркушів машинописного тексту, 78 рисунків, 24 таблиці.

РОЗДІЛ 1

СУЧАСНИЙ СТАН ПРОБЛЕМИ І ВИБІР НАПРЯМКУ ДОСЛІДЖЕНЬ

У вітчизняній та зарубіжній нафтовій промисловості видобування нафти за допомогою штангових свердловинних насосних установок (ШСНУ) широко розповсюджене і відіграє провідну роль у порівнянні з іншими методами нафтовидобування через простоту конструкції та невибагливість в експлуатації. На території України експлуатують значну кількість нафтових свердловин, обладнаних ШСНУ, причому спостерігається зростання кількості відмов та аварійних станів, що пояснюється насамперед тривалим терміном їх експлуатації (більше 30 років).

Надійність – властивість об'єкту виконувати задані функції, зберігаючи в часі значення його експлуатаційних показників у заданих межах, які відповідають заданим режимам і умовам застосування, технічного обслуговування, ремонту, зберігання і транспортування. Редуктори ШСНУ є найменш надійними із наземного обладнання [17,18,19,20,23,31,42].

Важливою властивістю редукторів ШСНУ є надійність, яка визначається такими показниками, як безвідмовність, довговічність, ремонтпридатність, збережуваність [23,25,31,42].

Оскільки однією із основних причин зниження ефективності роботи редукторів ШСНУ є значне зношування робочих поверхонь зубів. У розділі розглядаються їх конструктивні особливості, аналізуються чинники впливу на процес зношування робочих поверхонь зубів та методи і засоби контролю їх технічного стану.

1.1 Чинники, що впливають на довговічність редукторів ШСНУ

1.1.1 Характер роботи редукторів і діючі силові чинники

Деталі редукторів ШСНУ, зокрема їх зубчасті передачі, працюють в умовах тертя ковзання та кочення та контактної втоми. Під час експлуатації редукторів із значним циклічним навантаженням в процесі значних контактних напружень виникають корінні зміни поверхневого шару матеріалу спряжених поверхонь. Ці зміни визначають особливості процесу зношування зубів та величину сили тертя [8,10,11,24].

Значні напруження розтягу, стиску, згину, кручення викликають в поверхневому шарі матеріалу спряжених деталей в чистому вигляді чи в окремих комбінаціях внаслідок дії змінних за величиною контактних навантажень. Так як найбільша концентрація напружень спостерігається у верхніх шарах металу, контактна міцність деталей залежить від стану і механічних властивостей цих шарів.

Складність таких явищ показано на схемі (рис. 1.1) основних чинників, які необхідно враховувати під час аналізу фрикційної взаємодії зубчастої передачі [35,36].

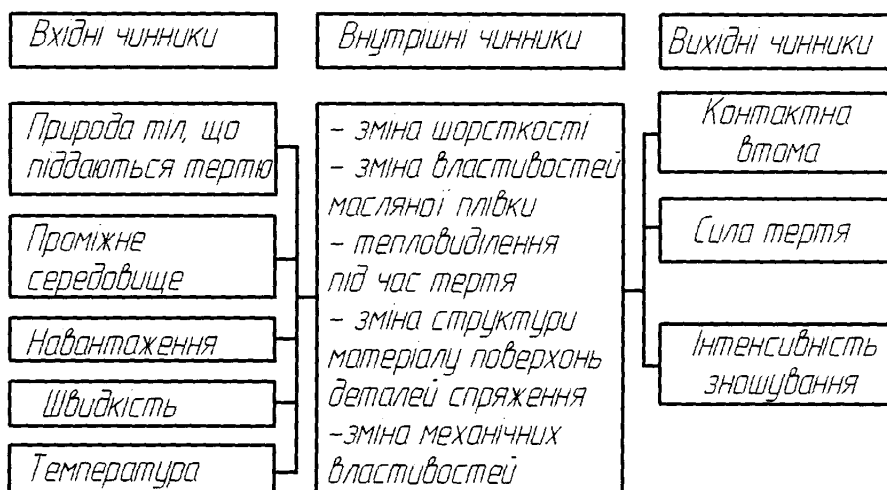


Рисунок 1.1 - Схема основних чинників фрикційної взаємодії зубчастої передачі

В редукторах ШСНУ використовується шевронна зубчаста передача. Шевронне колесо являє собою два косозубі колеса, виконані, як одне ціле (шестерня веденого вала) та на певній відстані одне від одного (шестерні проміжного вала). Внаслідок різного напрямку зубів на півшевронах, осьові сили Q взаємно врівноважуються на валі і на підшипники не передаються (рис.1.2). Кут нахилу зубів шевронних коліс редукторів ШСНУ становить $19-40^\circ$, що підвищує міцність зубів та плавність роботи передачі. Шевронний зуб потребує чітко визначеного осьового положення шестерні відносно колеса, тому вали з такими шестернями монтують на підшипниках, які дозволяють осьове переміщення вала [24,26,36,46].

Якщо на шестерню певного діаметру (рис.1.3) діє крутний момент M_1 , то повний тиск на зуб силою P_a виникає в площині зачеплення нормально до поверхні зубів та складає кут β з торцем колеса. Тертям в даному випадку нехтують через незначний вплив його на величину і напрям зусилля [29,83,84].

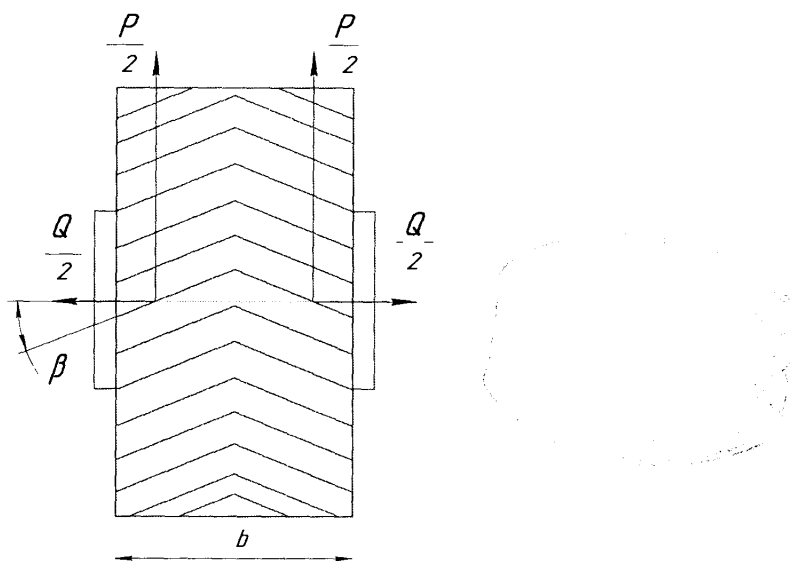


Рисунок 1.2 - Схема зусиль, прикладених до шевронного колеса

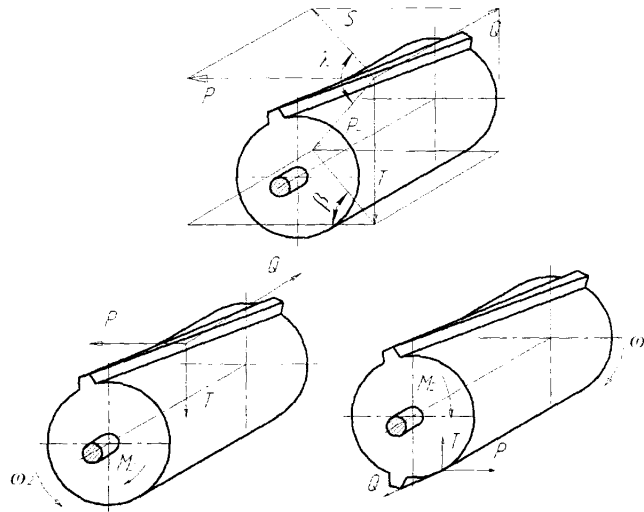


Рисунок 1.3 - Схема зусиль в косозубій передачі

Нормальне зусилля розкладається на три складові: колове зусилля, направлене в сторону, протилежну напрямку обертання шестерні:

$$P=2 M_1/d_1, \quad (1.1)$$

радіальне зусилля, направлене з точки контакту до центру колеса:

$$T_p=Stg\beta. \quad (1.2)$$

Тоді нормальне зусилля в зубі:

$$P_n=2 M_1/d_1 \cos\beta. \quad (1.3)$$

Осьове зусилля Q додатково навантажує підшипники та зростає із збільшенням кута нахилу зубів:

$$Q=Ptg\beta. \quad (1.4)$$

Похибка виготовлення та деформація зубів є причиною порушення плавної роботи зубчастого зачеплення. Внаслідок цього навіть при постійній швидкості ведучого колеса, ведене обертається нерівномірно. Кутові прискорення, що виникають в зубчастому зачепленні, приводять до роботи з ударами. Це викликає додаткові динамічні навантаження на зуби. Виникнення таких навантажень в зачепленні, є причиною шуму та вібрації передачі, а властивість коліс передавати корисне навантаження знижується [24,26,29].

1.1.2 Конструктивні та технологічні чинники

В роботах [23,25-27,31] вважається, що підвищення надійності важконавантажених зубчастих коліс редукторів штангових свердловинних насосних установок (ШСНУ) є комплексною проблемою. Її вирішення ускладнюється тим, що працездатність зубчастих коліс визначається такими критеріями, як витривалість зубів при згині, контактна витривалість, стійкість до заїдання, а також міцність ступиць та інших елементів конструкції зубчастого колеса. Ці всі критерії лімітують надійність роботи в залежності від експлуатаційних, конструктивних і технологічних чинників [11,23].

Технологічні причини відмов полягають в неякісному або невідповідному матеріалі заготовки (прокат), неякісному виготовленні чавунного литва, невідповідній чистоті спряжених поверхонь, дисбалансі деталей, недотриманні розмірів спряжених поверхонь згідно посадки, неспіввісності поверхонь деталі, неспівпаданні шеврону зубчастих валів, невідповідності величини нормалі, невідповідності термічної обробки, непаралельності осей валів редуктора, невідповідність міжцентрової віддалі, затягуванні різьбових з'єднань з недостатнім зусиллям (можливість розгвинчування деталей), затягуванні різьбових з'єднань з надмірним зусиллям (створення внутрішніх напружень), невиконанні під час випробовування «Програми і методики випробовування редуктора», перегріванні деталей під пресові посадки, нерівномірності затягування болтів кришок, неякісному очищенні деталей під час збирання редуктора від абразиву.

Конструктивні причини відмов полягають в неправильно вибраних посадках спряжень, неправильному виборі матеріалу і термообробки, неправильному розрахунку даних для зубонарізного верстату, невідповідному способі змашування, неправильному розрахунку шпоночних

з'єднань, неправильно спроектованих переходів діаметрів вала (галтелі), відповідності вибору приводу редуктора.

Експлуатаційні причини відмов полягають в невчасній заміні або невідповідності оливи, невідповідності рівня оливи в картері, невчасному змащуванні підшипників, надмірному циклічному навантаженні на редуктор, прониканні в картер редуктора стороннього предмету, невідповідному технічному обслуговуванні і ремонті інших складових ШСНУ, впливу вібрацій верстата-гойдалки на редуктор, пошкодженні поверхні редуктора від впливу зовнішнього середовища, невчасній заміні ущільнень валів (проникання вологи в картер редуктора).

Автори роботи [26] вважають, що в зубчастому з'єднанні можлива колова нерівномірність розподілу навантаження і нерівномірність його розподілу за глибиною заходу пари зубів. Колова нерівномірність розподілу навантаження між окремими парами зубів з'єднання залежать від конструктивних та технологічних причин.

Потрібно відмітити, що нерівномірність, викликана технологічними чинниками, постійно зв'язана з одними і тими ж парами зубів, а нерівномірність, викликана конструктивними чинниками, зв'язана з положенням зубчастої пари в даний момент часу на колі обертання.

В майстернях та цехах для проведення ремонту редукторів не завжди є повний комплект креслень, на яких повинні бути вказані допуски на розміри, які визначають взаємне розташування деталей, а також особливі вимоги до складання редуктора [11,23,41].

Впроваджені технології виготовлення деталей редукторів ШСНУ не забезпечують регламентну довговічність, тому необхідний пошук нових методів та розроблення нових технологій для збільшення довговічності редукторів ШСНУ.

1.2.3 Вплив середовища

В процесі експлуатації редуктор ШСНУ постійно зазнає впливу зовнішнього середовища. Автори [24,26,30,35,36] вважають, що важливою фізико-хімічною властивістю оливи є здатність його до окислення. Мінеральні оливи в звичайних атмосферних умовах зберігають свої властивості протягом досить тривалого часу. В період експлуатації в результаті нагрівання, а також в результаті взаємодії оливи з повітрям, змінюються його фізико-хімічні і експлуатаційні властивості. Це виявляється у виникненні нових продуктів під час окислення: кислот, смол асфальтенів, карбенів і карбоїдів, які в більшості випадків є причиною виникнення ускладнень під час роботи важконавантажених передач і вузлів тертя і є причиною виникнення лакових плівок на поверхнях тертя, випадання осаду. Інколи оливи, які використовують для змащування зубчастих передач, внаслідок окислення майже повністю стають твердими.

В'язкість мастильних матеріалів є найбільш суттєвим показником, який визначає можливість їх проходження по каналах і малих зазорах вузлів тертя. [23,24,26].

Наявність вологи в мастильному матеріалі значно впливає на якість змащування деталей редуктора, що призводить до інтенсифікації їх зношування. В залежності від кількості вологи змінюється характер зношування. При 5% вмісту води в оливі, продукт зношування є темного сіро-коричневого кольору малих розмірів, містить дуже мало металевих частинок. При вологості 50% (мономолекулярний шар води покриває поверхню) утворюється сірий металевий порошок. До 50% вологості частинки зношування в основному складаються із оксидів, більше 50% - в основному з металу [46].

На інтенсивність зношування суттєво впливає плівка, яка формується на поверхні тертя [30].

Протягом місяця було проведено огляд обладнання, яке надійшло в ремонт, зокрема, кількість оливи в картері та його якість. В кожній одиниці обладнання в картері був значно занижений рівень оливи та крім нього знаходилася значна кількість води.

Присутність в мастильному матеріалі води майже завжди впливає негативно на роботу вузла тертя, так як вода викликає корозію металевих поверхонь. Вода конденсується на стінках картера і деталях після зупинки редуктора і охолодження нагрітих деталей. Висока вологість і значне проникання води в картер значно підвищує інтенсивність корозії [36,38]. Отже, в цьому випадку мастильні матеріали повинні володіти високими деемульгуючими властивостями, тобто властивістю забезпечувати швидке відстоювання води і запобігати утворенню стійких водо-масляних емульсій. Нівелювати вплив води на зношування зубчастої передачі можна використанням м'яких металів як добавки до оливи.

Корозійна агресивність оливи залежить від наявності в ній не тільки води, але і кислот, присадок, які містять в своєму складі хімічно-активні речовини, агресивні по відношенню до металів. Низькомолекулярні кислоти реагують з металом вже при звичайній температурі, в той час як високомолекулярні кислоти вступають в реакцію при наявності в оливі води і кисню через гідрат окису. Властивість оливи захищати деталі від корозії в присутності води і кисню може бути покращена застосуванням присадок [36,96].

Технічне обслуговування редукторів складається в основному із систематичного дотримання термінів змащування вузлів і в своєчасній заміні відпрацьованої оливи. Також до технічного обслуговування відноситься усунення нещільностей в системі змащування [27,37].

Вплив різного роду чинників по-різному впливають на довговічність редукторів ШСНУ. Тому потрібні нові підходи щодо підвищення їх довговічності.

1.2 Відмови редукторів штангових свердловинних насосних установок (ШСНУ), їх класифікація та причини

1.2.1 Відмови редукторів ШСНУ, класифікація їх відмов

Підвищення надійності важконавантажених зубчастих коліс редукторів штангових свердловинних насосних установок (ШСНУ) є комплексною проблемою. Її вирішення ускладнюється тим, що працездатність зубчастих коліс визначається такими критеріями, як витривалість зубів при згині, контактна витривалість, стійкість до заїдання, а також міцність маточин та інших елементів конструкції зубчастого колеса [23,31,38,96]. Всі ці критерії лімітують надійність роботи в залежності від експлуатаційних, конструктивних і технологічних чинників [26].

Будь яке обладнання, і редуктор зокрема, має життєвий цикл, який є сукупністю послідовних етапів зміни його якісного стану: проектування, виготовлення, експлуатація, ремонт, ліквідація [27,37].

Етап експлуатації характеризується суттєвою зміною технічних характеристик редукторів. В процесі експлуатації виникає моральне та фізичне зношування деталей редукторів, зниження їх якості, як основної складової ШСНУ. Основною особливістю редукторів ШСНУ є експлуатація їх в умовах циклічних навантажень, і такі деталі редуктора, як зубчасті колеса, вали і інші, працюють за зміни величини і знаку напружень.

Відновлення якості редукторів здійснюється шляхом проведення ремонту та реконструкції.

Проаналізовано умови роботи 112 редукторів ШСНУ, що дозволяє класифікувати наступним чином всі пошкодження зубчастих передач та поділити на шість груп (класів), які в свою чергу, поділити на певні групи за характером та загальним видом [23,24,25,26,44]. Класифікація пошкоджень зубчастих коліс приведена в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 - Класифікація видів пошкоджень поверхонь зубів зубчастих передач редукторів ШСНУ

Клас пошкоджень	Характер пошкоджень	Загальний вигляд пошкоджень
1	2	3
Зношування	Механічне	Адгезійне Абразивне При взаємному входженні зубів Полірування Втомне В період пуску під навантаженням
	Корозійно-механічне	Хімічне При фретінг-корозії
	Ерозійне	Гідроерозійне Гідроабразивне
Заїдання	Заїдання	Заїдання
Залишкова деформація	Входження	Входження
	Пластична деформація	Холодна текучість Гаряча текучість Кочення Удар зубів
	Утворення гребенів та вм'ятин	Утворення гребенів та вм'ятин
	Утворення задирок	Утворення задирок
Контактна втома	Поверхнєве втомне викришування	Макровикришування Мікровикришування Відлущення Відшарування

Продовження таблиці 1.1

1	2	3
Контактна втома	Глибинне втомне викришування	Глибинне втомне викришування
Виникнення і розвиток тріщин	Тріщини після термообробки	Тріщини після термообробки
	Шліфувальні тріщини	Шліфувальні тріщини
	Тріщини вінця і ступиці	Тріщини вінця і маточини
	Тріщини по границі зміцненого шару	Тріщини по границі зміцненого шару
	Втомні тріщини	Втомні тріщини
Руйнування зуба	Перевантаження	Крихкий злом
		В'язкий злом
		Напівкрихкий злом
	Зріз зуба	Зріз зуба
	Втомний злом зуба	Малоциклічний втомний злом
		Багатоциклічний втомний злом

Зношування – це основний вид виходу з ладу зубчастих передач. Процес зношування - це різного роду зміна поверхні зубів під час механічного, хімічного, або будь-якого іншого зовнішнього впливу, яка спостерігається в кожній працюючій передачі. Воно поділяється на механічне, корозійно-механічне та ерозійне зношування. Кількісною мірою є зношування, визначене в одиницях довжини, об'єму або маси. Величина граничного зношування встановлюється в залежності від призначення передачі та вимог довговічності. Зношування вважається надмірним з виникненням шуму, значних динамічних навантажень або значного зменшення товщини зуба [44]. Найбільше зношуються зубчасті поверхні високонавантажених

тихохідних зубчастих передач, до яких відносяться редуктори верстатів-гойдалок. Для таких редукторів граничне зношування зубів визначається залишковою величиною зміцненого шару, яка мала б властивість передавати розрахункове навантаження [23]. В залежності від ступеню розвитку зношування є початкове, помірне та граничне.

За фізичним характером механічне зношування можна поділити на:

- а) адгезійне зношування;
- б) абразивне зношування;
- в) полірування;
- г) втомне зношування;
- д) зношування в період пуску під навантаженням.

Адгезійне зношування - це процес, який виникає при взаємодії мікронерівностей контактуючих поверхонь зубів. В результаті дії високого локального тиску та міжатомних сил зчеплення виникає з'єднання мікронерівностей, а в кінцевому результаті видалення та перенесення металу. Адгезійне зношування до певної міри розвитку добре впливає на роботу зубчастої передачі. В результаті усунення незначних мікронерівностей робочих поверхонь зубів, збільшується фактична пляма контакту і поліпшуються умови змащування передачі [23,44]. На величину адгезійного зношування впливає якість правильно підбраної оливи. При правильно підбраній оливі адгезійне зношування має обмежуватися тільки початковою стадією.

Абразивне зношування – це видалення або зміщення матеріалу через наявність в контакті зубів твердих частинок, які присутні в оливі і проникають між робочі поверхні зубів (рис.1.4). Під дією значного контактного тиску крихкі абразивні частинки подрібнюються на дрібніші, деякі з них втискаються в робочу поверхню зубів. Вибоїни, викликані крихкими частинками, відносно невеликі за площею, але досить глибокі з гострими краями і в загальному ведуть постійно до збільшення зношування робочої поверхні зубчастих передач. Вибоїни, викликані пластичними

частинками, розрізняються великими розмірами та відносно меншою глибиною, краї яких заокруглені.

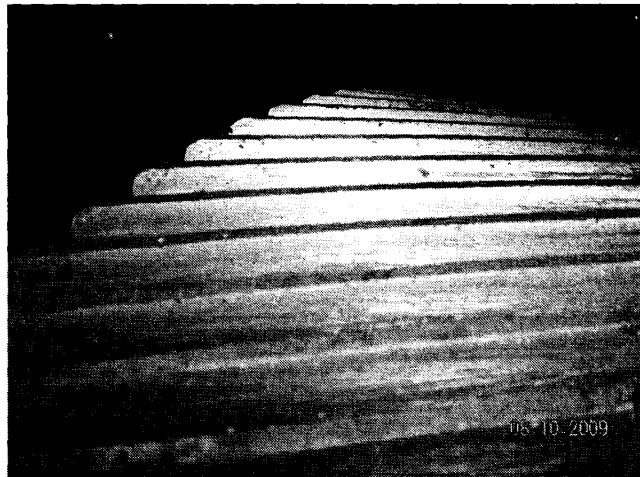


Рисунок 1.4 - Абразивне зношування зубів зубчастої передачі

В залежності від розвитку абразивного зношування спостерігаються різного роду глибокі подряпини. При граничному абразивному спрацюванні товщина зуба значно зменшується, спостерігається загострення головки зуба. Полірування є специфічним виглядом абразивного зношування, при якому шорсткість повільно зникає і контактуючі поверхні отримують дзеркальний вигляд (рис.1.5). Полірування виникає в умовах граничного змащування (період пуску після тривалої зупинки) і контакту мікронерівностей поверхонь. Полірування відрізняється від звичайного абразивного зношування більш тонкими і короткими канавками, які формуються на поверхні зубів твердими частинками іншого контактуючого зуба.

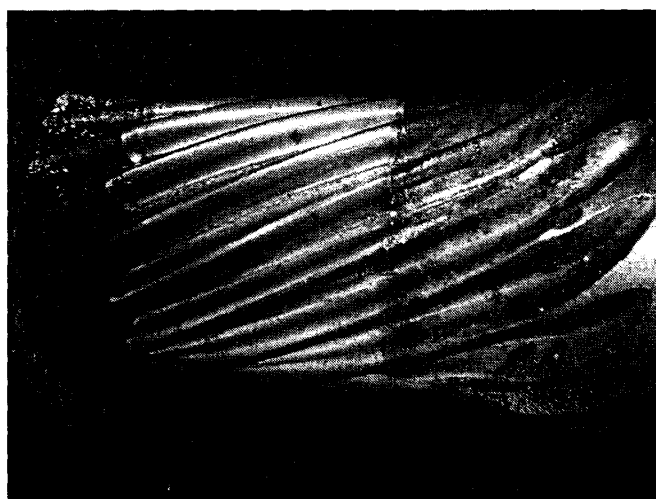


Рисунок 1.5 - Полірування

Початкове полірування починає розвиватися в процесі припрацювання. Помірним вважається полірування, якщо на робочих поверхнях залишаються тільки незначні сліди механічної обробки. При граничному поліруванні всі сліди механічної обробки видаляються, і на границях полірованої робочої поверхні можуть спостерігатися сходинки зношування.

Контактно-втомне зношування – це механічне зношування в результаті втомного руйнування під час довготривалого контактного циклічного навантаження, що притаманне зубчастій парі, змінними за величиною навантаженнями (рис.1.6). Можна розрізнити три етапи розвитку процесу. На першому етапі під дією сил тертя і великих динамічних навантажень в окремих зернах металу накопичується спотворення кристалічної решітки, що призводить до зниження модуля пружності. На другому етапі під дією циклічних контактних напружень на невеликій глибині виникає деформація в зоні фактичного дотику поверхонь зубів, що викликає появу тріщин. На третьому етапі втомного зношування проходить ріст мікротріщин до критичного розміру, вихід їх на поверхню, в результаті чого руйнується поверхневий шар.

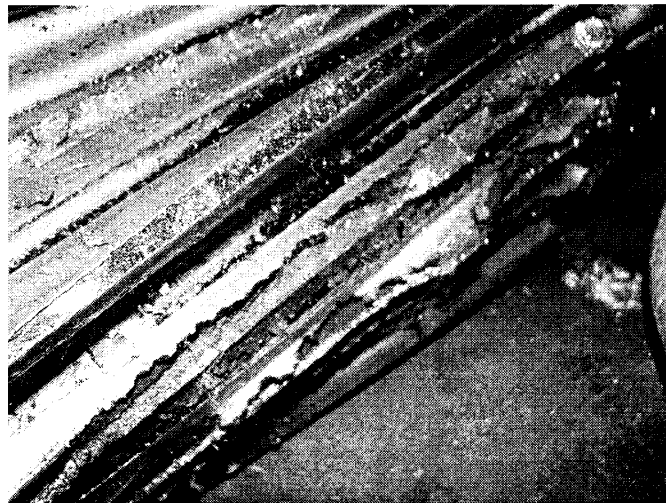


Рисунок 1.6 - Контактно-втомне руйнування (викришування)

Специфічним видом зношування, яке присутнє виключно в редукторах ШСНУ, є зношування в період пуску під навантаженням, яке виявляється в контакті поверхонь зубів в умовах відсутності масляної плівки в момент

пуску під навантаженням. При надлишковому навантаженні в момент пуску на зубах разом із зношуванням може виникнути заїдання (рис.1.7).

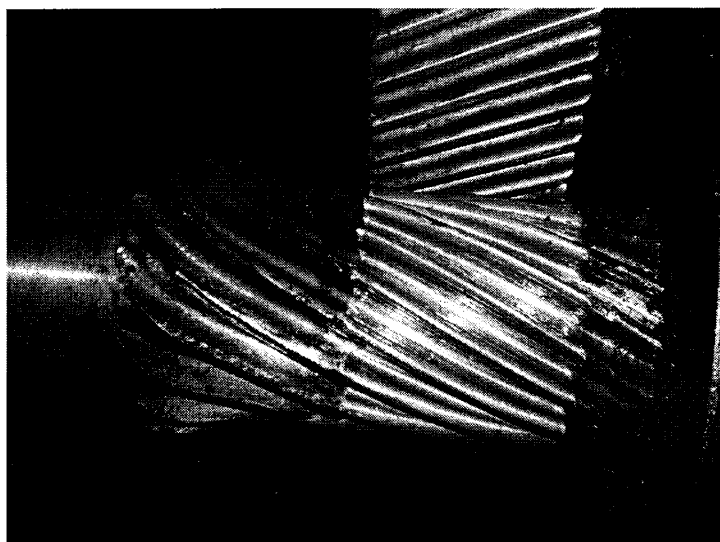


Рисунок 1.7 - Зношування в період пуску під навантаженням

Корозійно-механічне зношування виникає внаслідок механічної взаємодії контактуючих поверхонь зубів, яке супроводжується довготривалою хімічною або електрохімічною взаємодією матеріалу з навколишнім середовищем (рис.1.8). В даному випадку також впливає ефективність змащування робочих поверхонь зубів.

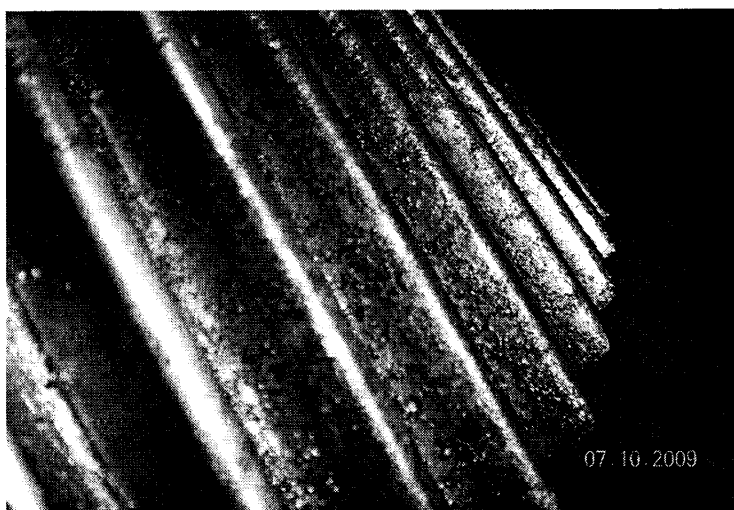


Рисунок 1.8 - Корозійно-механічне зношування

Хімічне зношування виникає через хімічну реакцію матеріалу з киснем або зовнішнім середовищем. Проявляється воно у вигляді маленьких раковин коричневого кольору, звичайно біля робочої частини ніжки зуба.

Зношування при фретінг-корозії – це поверхневе пошкодження контактуючих поверхонь, викликане незначними переміщеннями однієї контактуючої поверхні відносно іншої або при вібрації за наявності корозії і виявляється у вигляді специфічних канавок вздовж лінії контакту (рис.1.9). Для утворення фретінг-корозії достатньо переміщення поверхонь 0,025мкм [44]. Через малу амплітуду переміщення поверхонь продукти зношування не можуть вийти із зони контакту, тому їх абразивний вплив призводить до додаткового руйнування поверхонь зубів.

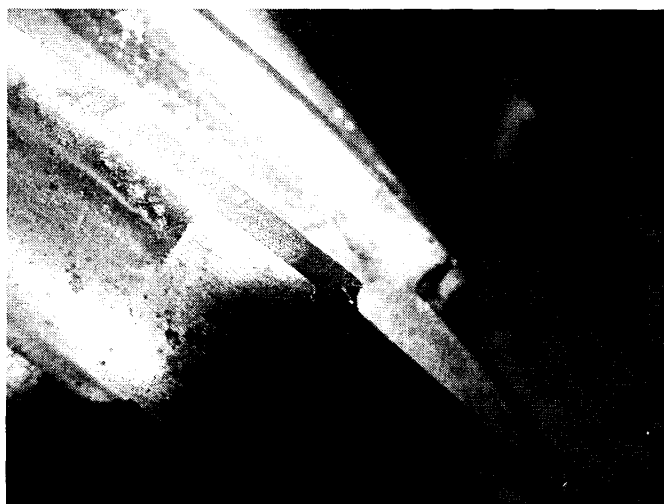


Рисунок 1.9 - Зношування при фретінг-корозії

Ерозійне зношування являє собою процес повільного накопичення пошкоджень в поверхневому шарі під дією потоку рідини або твердих частинок (рис.1.10). В результаті тертя рідини виникає розхитування окремих об'ємів матеріалу, внаслідок чого виникають тріщини, та поверхневе зношування у вигляді видалення окремих частинок або цілих шарів. Ерозійне зношування, яке може бути присутнє в зубчастих передачах редукторів ШСНУ, можна поділити на кавітаційне, гідроерозійне і гідроабразивне [23,44].



Рисунок 1.10 - Ерозійне зношування

Заїдання - це процес виникнення і розвитку пошкоджень поверхонь зубів внаслідок захоплення і переносу матеріалу під час тертя ковзання в процесі зачеплення зубів (рис.1.11). Зони заїдання мають шорстку структуру з напливами металу або заглибинами з нерівними краями.

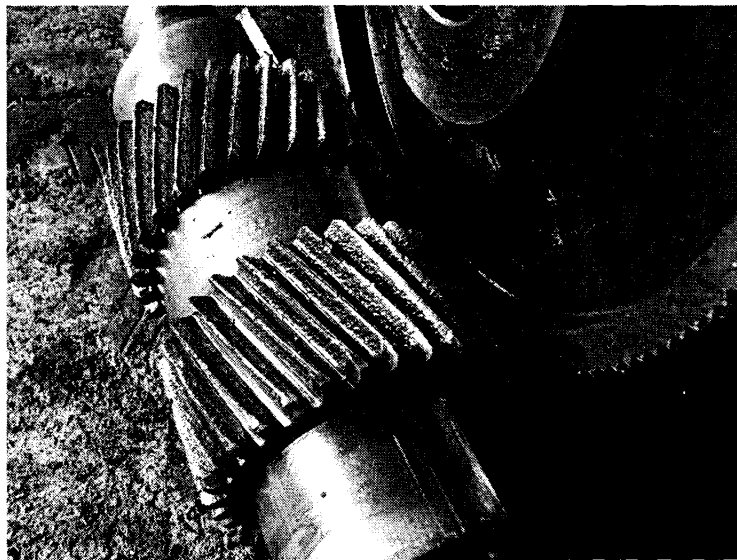


Рисунок 1.11 - Заїдання

Початкове заїдання виникає на невеликих ділянках зубів і обмежується тільки видаленням мікронерівності внаслідок шорсткості поверхні, що в загальному не впливає на роботу зубчастої передачі. Помірне заїдання виявляється на значній частині поверхні зуба і воно може прогресувати, якщо умови експлуатації залишаються незмінними. Катастрофічне заїдання виявляється на значній частині поверхні зуба та характеризується тим, що

шари оксидів видаляються і виникає контакт значних ділянок поверхні. В більшості випадків катастрофічне заїдання прогресує і зубчаста передача виходить з ладу.

Залишкова деформація це – зміна початкової форми зубів під впливом великих навантажень, які викликають виникнення напружень, що перевищують границю пружності матеріалу. Залишкова пластична деформація може спостерігатися на робочій поверхні зуба та під нею при високих контактних напруженнях, або на ніжці зуба при високих напруженнях згину.

Спостерігаються такі види залишкової деформації: входження сторонніх металевих предметів, пластична деформація, утворення гребенів та вм'ятин, утворення задирок.

Входження це – пошкодження бокових поверхонь зубів, викликане попаданням в зачеплення сторонніх металевих предметів. Цей вид пошкодження вторинний, так як виникає після пошкодження деталей редуктора (рис.1.12).

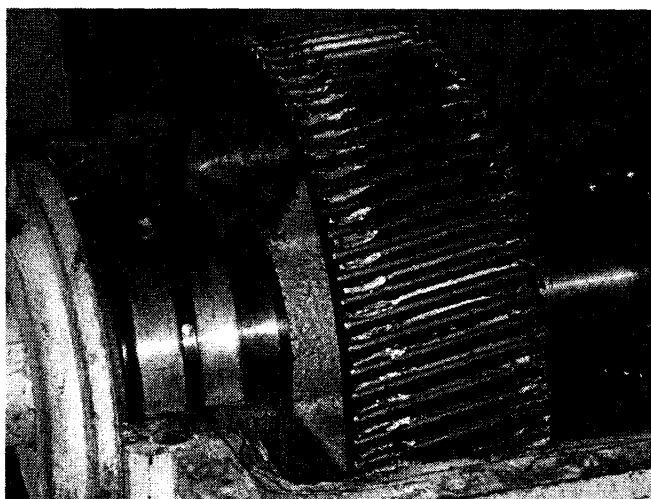


Рисунок 1.12 - Входження стороннього предмету

Пластична деформація має місце тоді, коли діючі напруження перевищують границю текучості матеріалу зубчастих коліс.

За рівнем температури пластичну деформацію можна поділити на:

а) пластичну деформацію при холодній текучості матеріалу;

б) пластичну деформацію при гарячій текучості матеріалу.

Пластична деформація при холодній текучості матеріалу спостерігається у випадку, коли робоча температура в зачепленні менша, ніж температура рекристалізації металу, та при гарячій текучості матеріалу – більша, ніж температура рекристалізації металу. Таке явище трапляється при аварійних ситуаціях ШСНУ.

Контактна втома (рис.1.13) виникає під дією поверхневих напружень, які виникають в процесі контактної взаємодії зубів. Характеризується видаленням металу з поверхонь зубів.

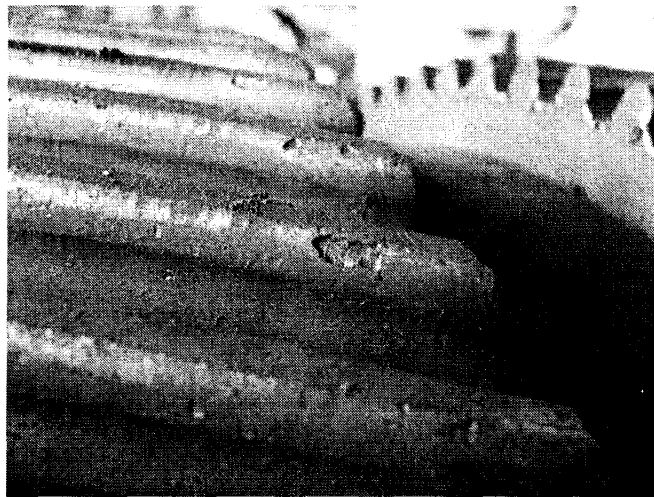


Рисунок 1.13 - Контактна втома

В зубчастих передачах ШСНУ спостерігаються такі види контактної втоми: поверхнєве втомне викришування, відлущення, відшарування та глибинне втомне викришування.

Поверхнєве втомне викришування характеризується появою тріщин на поверхні зуба, виникає відокремлення від поверхні пошкодженого шару, в результаті чого виникають конусоподібні раковини (рис.1.14). Інші види контактної втомленості характеризуються величиною об'єму поверхнєвого викришування.

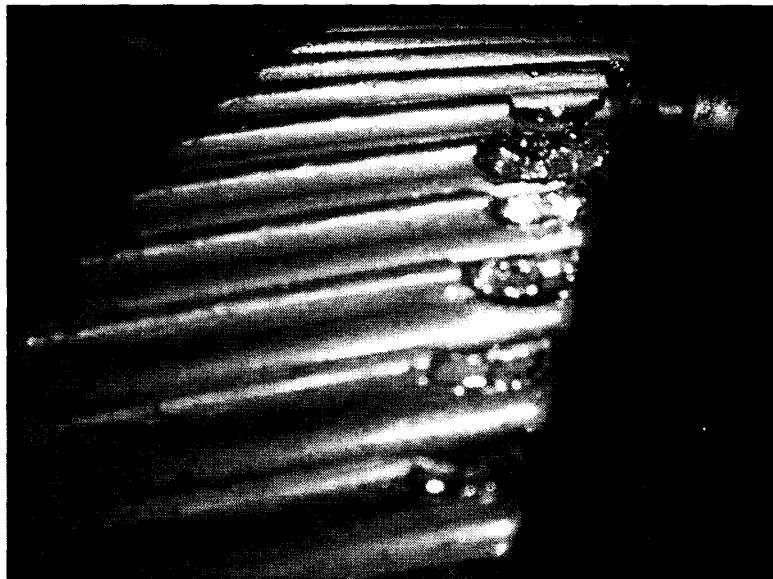


Рисунок 1.14 - Поверхнєве втомне викришування

Тріщини можуть виникати не тільки в галтелях зубів, але і в інших частинах зуба від механічних та температурних напружень, неякісного матеріалу, недотримання технології виготовлення деталей, через втому внаслідок циклічних навантажень.

Злам зуба або основної його частини виникає в більшості випадків після виникнення тріщин (рис.1.15). Спостерігається: зріз зуба, виламування зуба внаслідок перевантаження, виламування зуба після пластичної деформації, втомне виламування зубів.

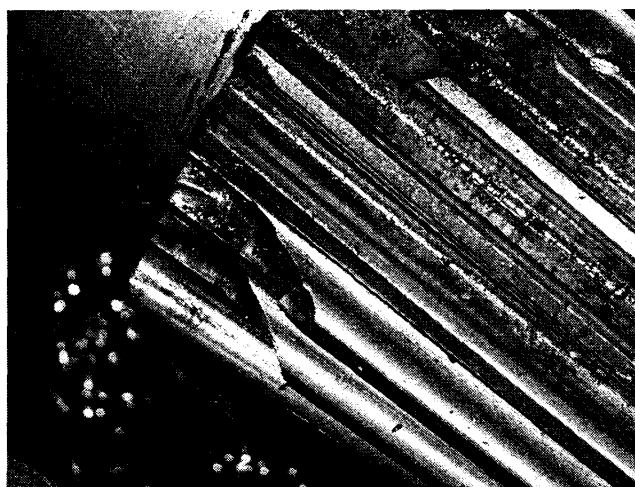


Рисунок 1.15 - Руйнування зуба

Тріщини вінця зубчастого колеса в більшості випадків зароджуються між зубами і розповсюджуються через товщину вінця (рис.1.16). Цей вид пошкодження виникає через напруження згину, що виникає у вінці зубчастого колеса.

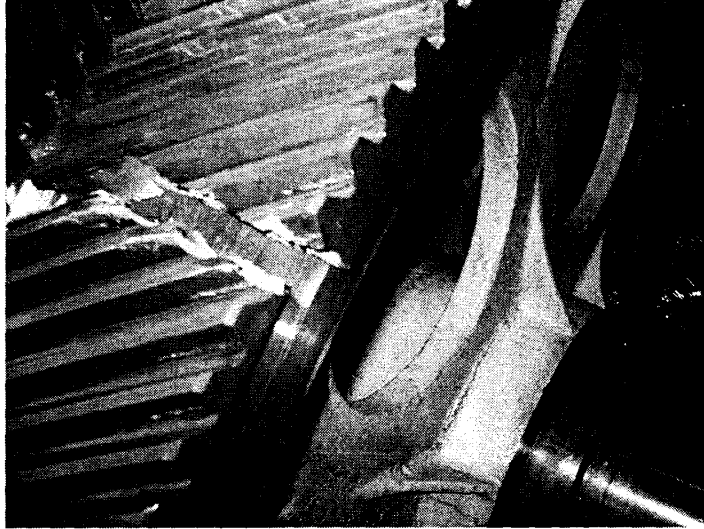


Рисунок 1.16 - Руйнування вінця зубчастого колеса

Всі види зношування, які характерні зубчастим передачам редукторів ШСНУ спричинені різного роду чинниками. Тому вимагається детальне вивчення причин відмов редукторів.

1.2.2 Причини відмов редукторів ШСНУ

Статистичний аналіз відмов редукторів дає підстави стверджувати, що аварії спричинені різного роду чинниками [23,24,25,26,44].

Наявність абразивного зношування редукторів свідчить про забруднення оливи або пошкодження ущільнень. Тому для зменшення зношування потрібно вчасно проводити технічне обслуговування та планові ремонти.

Зношування при взаємному входженні має місце при неправильному спряженні зубів через неякісне виготовлення або збирання зубчастієї передачі.

Через наявність дрібних частинок абразиву або хімічних протизадирних присадок в оливі виникає механічне зношування – полірування, а також окислення під час перегріву (корозійно-механічне зношування). Як присадки

використовуються добавки, які містять сірку і фосфор, які контактуючи з металом зубів при високій температурі в зоні контакту утворюють поверхневі плівки солей і фосфорної кислоти [44]. При наявності дрібних абразивних частинок ці плівки видаляються з поверхні зубів, і виникає інтенсивне полірування робочих поверхонь. Також полірування виникає через невідповідність твердості поверхні зубів передачі і, як правило, виникає на більш твердих поверхнях. При інтенсивному поліруванні спотворюється початкова геометрична форма зубів, тому суттєво знижується точність зубчастої передачі, що викликає виникнення великих динамічних навантажень і зменшення терміну служби передачі.

В більшості випадків причиною виникнення фретінг-корозії є вібрація. Розвиток цього процесу може призвести до зародження втомних тріщин в місцях напресування коліс на вали, і в кінцевому результаті до виходу з ладу передачі.

Основною причиною виникнення заїдання під час передавання значних зусиль є збільшення коефіцієнту тертя ковзання, яке викликає суттєве підвищення температури при чистому контакті робочих поверхонь, що призводить до руйнування масляної плівки. Також значним чинником виникнення заїдання є пуск редуктора після тривалої зупинки під навантаженням. Нові шестерні виявляють більшу здатність до заїдання, ніж після припрацювання під неповним навантаженням. З метою попередження заїдання в період припрацювання зуби підлягають фосфатуванню або обмідненню [44].

Виникнення тріщин в матеріалі зубчастих валів та коліс обумовлюється наявністю циклічних навантажень під час експлуатації редуктора та недостатньою товщиною масляного шару і невідповідної поверхневої шорсткості зубів.

Наявність води або абразивних частинок в оливі, невідповідна твердість поверхні зміцненого шару і його підвищена крихкість, недостатня його

товщина, незадовільна мікроструктура, а також присутність циклічного навантаження призводить до розвитку втомного викришування.

Під час шліфування робочих поверхонь зубів виникають тріщини через неправильно вибрані шліфувальний круг або режими шліфування, велику глибину шліфування, недостатню кількість рідини під час охолодження та невідповідну твердість поверхні (не більше 60 HRC) [44].

Тріщини вінця і маточини виникають через [26]: недостатню товщину вінця (не менше повної висоти зуба), співпадання частот власних коливань зубчастого колеса і вимушених коливань внаслідок зовнішнього навантаження, проектування зубчастих коліс з концентраторами напружень, таких як шпоночні пази, шліцеві отвори та інші різкі переходи на поверхні деталі.

Виламування може виникати під час ударних навантажень, при попаданні в зачеплення сторонніх предметів, порушення правильності зачеплення та через зношування валів та підшипників передачі.

На основі проведеного аналізу виникає потреба у визначенні параметрів надійності, основним показником якої є імовірність безвідмовної роботи та інтенсивність відмов

1.2.3 Аналіз надійності редукторів після ремонту

На сьогоднішній день розроблені методики авторами робіт [17-20, 23, 29, 35] для визначення оптимального міжремонтного періоду ШСНУ та визначення надійності роботи обладнання. Основним показником надійності являється імовірність безвідмовної роботи та інтенсивність відмов.

Проведено дослідження надійності нових редукторів ШСНУ в промислових умовах і показано, що при 50% імовірності безвідмовної роботи їх довговічність складає біля 18 тис. годин, а окремі редуктори відпрацьовують до ремонту 60-80 тис. годин (рис.1.17).

Підприємство гарантує працездатність редуктора, рівною 8760 годин. Як бачимо, у більшості випадків обладнання відпрацювало менший термін.

Проведено розрахунок згідно програми Weibull та отримано параметри розподілу $\beta=1,135$ та $\eta=8393$.

$$P(t) = e^{-(t/\eta)^\beta} = e^{-(t/8393)^{1,135}} \quad (1.5)$$

За отриманими параметрами закону розподілу Вейбула побудовано теоретичну криву імовірності безвідмовної роботи редукторів (рис.1.18).

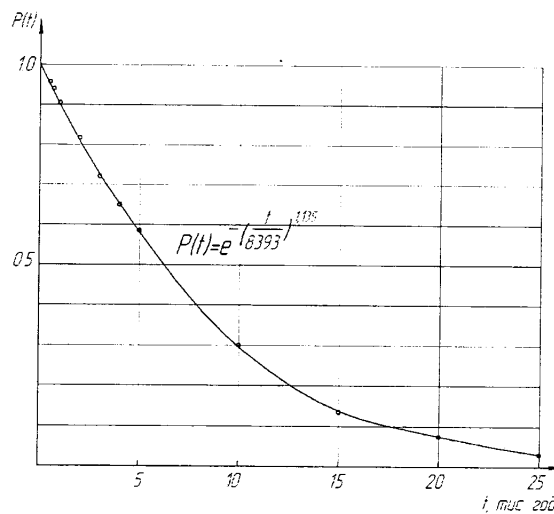


Рисунок 1.18 - Крива імовірності безвідмовної роботи редукторів

Визначаємо необхідну кількість спостережень:

$$n = \left(\frac{\kappa \cdot \sigma}{\lambda \cdot T_{сер}} \right)^2 \quad (1.6)$$

де $\kappa = 1,645$ при $\lambda = 10\%$ (0,1) - коефіцієнт інтегралу імовірності;

σ - середнє квадратичне відхилення;

$T_{сер}$ - середній наробіток між відмовами.

$$T_{сер} = \sum_{n=1}^n \frac{N}{n} \quad (1.7)$$

$$T_{сер} = 7622 \text{ год.}$$

Величина середнього наробітку є меншою ніж гарантований БЦБВО наробіток.

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{n=1}^n (t - T_{сер})^2} \quad (1.8)$$

$$\sigma = 5618 \text{ год.}$$

$$n = \left(\frac{1,645 \cdot 5618}{0,1 \cdot 7622} \right)^2 = 147,$$

тобто прийнята кількість спостережень (97) зменшить довірчу імовірність.

Весь діапазон роботи до відмови розбиваємо на інтервали:

за формулою Стюржа $Z = 1 + 3.3 \lg \sum n = 1 + 3.3 \lg 97 \approx 8$.

Визначаємо довжину інтервалу:

$$\Delta N = \frac{N \max}{z} \quad (1.9)$$

$$\Delta N = \frac{25200}{8} = 3150 \approx 3000 \text{ год.}$$

Згідно розрахунків будуюмо гістограму тривалості безвідмовної роботи (рис.1.19).

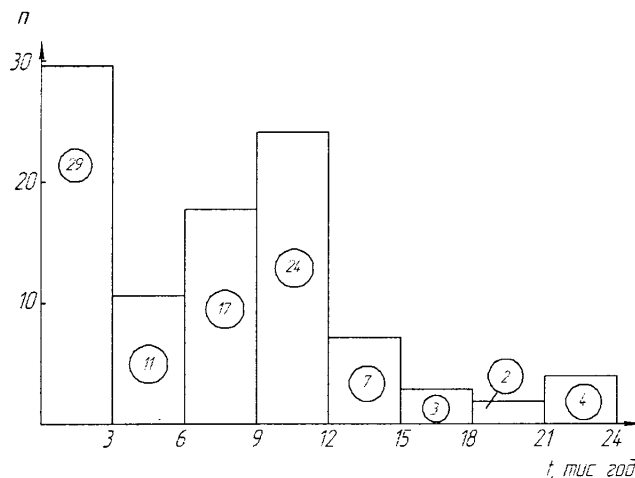


Рисунок 1.19 - Гістограма тривалості безвідмовної роботи редукторів

Розраховуємо імовірність безвідмовної роботи в кінці кожного інтервалу:

$$P(t) = 1 - \frac{n(t)}{N(0)} \quad (1.10)$$

$$P(t)_1 = 1 - \frac{29}{97} = 0.70 \text{ (70\%)}$$

$$P(t)_2 = 1 - \frac{40}{97} = 0.58 \text{ (58\%)}$$

$$P(t)_3 = 1 - \frac{57}{97} = 0.41 \text{ (41\%)}$$

$$P(t)_4 = 1 - \frac{81}{97} = 0.16 \text{ (16\%)}$$

$$P(t)_5 = 1 - \frac{88}{97} = 0.09 \text{ (9\%)}$$

$$P(t)_6 = 1 - \frac{91}{97} = 0.06 \text{ (6\%)}$$

$$P(t)_7 = 1 - \frac{93}{97} = 0.04 \text{ (4\%)}$$

$$P(t)_8 = 1 - \frac{97}{97} = 0$$

За розрахунковими даними побудовано статистичну криву імовірності безвідмовної роботи редукторів (рис. 1.20).

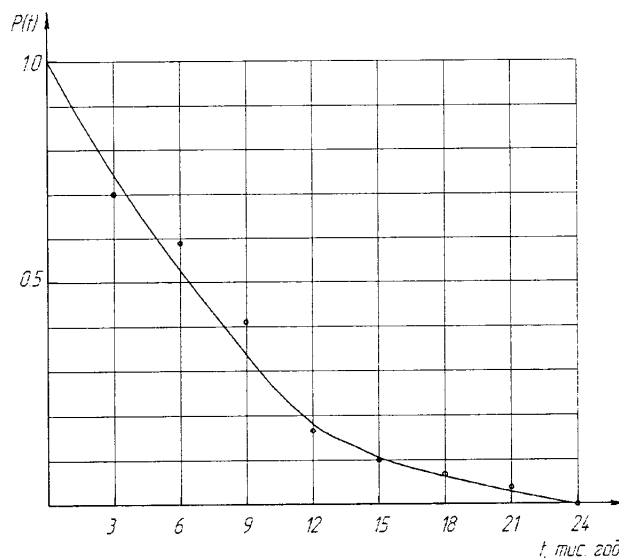


Рисунок 1.20 - Крива імовірності безвідмовної роботи редукторів

Інтенсивність відмов в кінці кожного інтервалу визначається за формулою:

$$\lambda(t) = \frac{n(\Delta t)i}{N(t)\Delta t} \quad (1.11)$$

де N – число редукторів, які не вийшли з ладу;

Δt – довжина інтервалу.

$$\lambda(t)_1 = \frac{29}{97 \cdot 3000} = 10^{-5} \text{ год.}^{-1}$$

$$\lambda(t)_2 = \frac{11}{68 \cdot 3000} = 5.4 \cdot 10^{-5} \text{ год.}^{-1}$$

$$\lambda(t)_3 = \frac{17}{57 \cdot 3000} = 9.9 \cdot 10^{-5} \text{ год.}^{-1}$$

$$\lambda(t)_4 = \frac{24}{93 \cdot 3000} = 0.34 \cdot 10^{-5} \text{ год.}^{-1}$$

$$\lambda(t)_5 = \frac{7}{16 \cdot 3000} = 0.14 \cdot 10^{-5} \text{ год.}^{-1}$$

$$\lambda(t)_6 = \frac{3}{13 \cdot 3000} = 7.6 \cdot 10^{-5} \text{ год.}^{-1}$$

$$\lambda(t)_7 = \frac{2}{11 \cdot 3000} = 6.1 \cdot 10^{-5} \text{ год.}^{-1}$$

$$\lambda(t)_8 = \frac{4}{7 \cdot 3000} = 0.19 \cdot 10^{-5} \text{ год.}^{-1}$$

За розрахунковими даними побудовано графік інтенсивності відмов (рис.1.21).

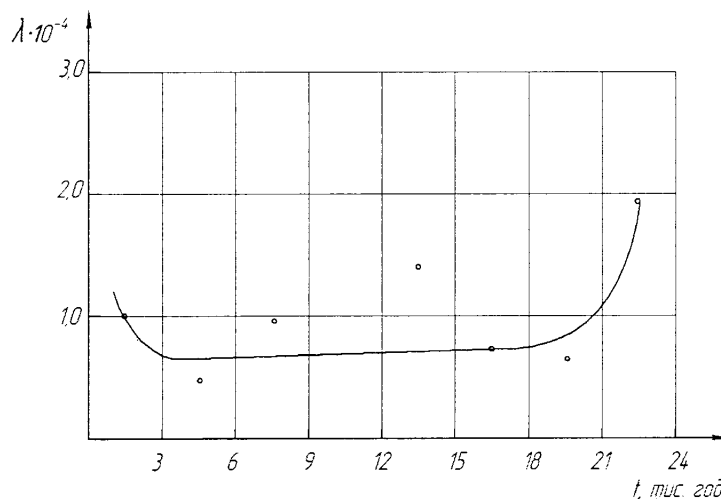


Рисунок 1.21 - Крива інтенсивності відмов

З графіка інтенсивності відмов видно, що за час експлуатації обладнання на першому етапі інтенсивність відмов падає внаслідок приробки редукторів, на другому етапі зростає повільно, а з початку третього етапу відбувається катастрофічне зношування. Для детальнішого вивчення проблеми потрібно

вивчити характер роботи редукторів ШСНУ та чинники, що впливають на їх довговічність.

1.3 Аналіз існуючих методів контролю технічного стану редукторів

Перевірка стану робочих поверхонь зубів та вимірювання величини їх зносу проводиться тільки після повного розбирання редуктора в процесі ремонту. Сама процедура вимірювання передбачає використання спеціальних шаблонів шляхом їх прикладання до робочих поверхонь зубів або нормалеміра [25,26,27,42,43].

Розглянутий метод відноситься до прямих методів вимірювання зносу і не може бути використаний для контролю стану робочих поверхонь зубів в процесі експлуатації редуктора, оскільки вимагає його зупинки, розбирання, що займає тривалий час.

Стосовно побічних (непрямих) методів вимірювання величини зносу робочих поверхонь зубів редукторів, відмітимо, що огляд літературних джерел не дозволив практично знайти методу контролю їх технічного стану в процесі експлуатації.

Виходячи з конструктивних особливостей редукторів ШСНУ та чинників, що призводять до зміни його технічного стану, розглянутих в роз. 1.1, 1.2, розглянемо можливість використання існуючих методів стосовно даного об'єкту дослідження.

Сьогодні найбільшого розповсюдження найшли два напрямки методів діагностування технічного стану об'єктів в різних галузях промисловості, що не виключають, а взаємно доповнюють один одного і можуть бути використані при розробці методів контролю технічного стану редукторів ШСНУ. До них відноситься параметрична діагностика та методи віброакустичної діагностики [124].

Методи параметричної діагностики передбачають визначення технічного стану об'єкту за параметрами та показниками, які супроводжують

його роботу. Стосовно редукторів ШСНУ такими параметрами можуть бути:

- температура нагріву підшипників та оливи в картері;
- температура статорної обмотки привідного електродвигуна,
- температура нагріву підшипників;
- величина споживаного струму.

Оскільки відсутні результати досліджень взаємозв'язку розглянутих параметрів зі зміною технічного стану редукторів ШСНУ, робити будь-які висновки щодо їх використання за діагностичні ознаки технічного стану без проведення детального аналізу та експериментальних досліджень недоцільно. В той же час слід відмітити, що для контролю технічного стану подібних об'єктів розроблені методи, що базуються на зміні температури об'єкту, споживаної ним потужності чи крутного моменту на валу привідного двигуна та рівня вібрації.

Підвищення температури привідного двигуна вказує на зростання крутного моменту на валу, що може бути обумовлено зношуванням зубчастої передачі та підшипників редуктора [149,150,151].

Вимірювання крутного моменту на валу привідного двигуна можна здійснювати прямими методами з використанням стаціонарних давачів і систем, наприклад [125,152]. Недоліком їх є складність монтажу. Найбільшого розповсюдження набули непрямі методи вимірювання крутного моменту на валу привідного двигуна [153,154,155,156].

Існує три принципи непрямих методів вимірювання крутного моменту на валі двигуна [156,157]:

– *методи, що базуються на використанні закону Ампера, у відповідності з якими крутний момент визначається через силу струму якоря та магнітну індукцію. Застосування цих методів для асинхронних двигунів з короткозамкнутим ротором вимагає спеціального пристрою для виміру сили струму ротора;*

– *метод еквівалентних схем* полягає в моделюванні електродвигуна схемою заміщення. Якщо опори схеми моделі подібні опорам еквівалентної

схеми реального двигуна то при живленні двигуна і моделі від одного джерела струму, струми, що споживаються моделлю та двигуном будуть подібні. В цьому випадку електромагнітна потужність двигуна буде відповідати потужності, що розсіюється на опорі, який імітує опір ротора.

– метод енергетичних діаграм базується на аналізі потужності, що споживається електроприводом.

Методи віброакустичної діагностики. Вібрація редукторів ШСНУ є результатом його роботи і обумовлюється не лише кінематичною схемою, але і технічним станом окремих його вузлів. В той же час вібрація сприяє зміні технічного стану останніх і є джерелом інформації, завдяки якому можна контролювати цю зміну, використовуючи методи віброакустичної діагностики, що базуються на наступному положенні. Розвиток деградаційних (знос, викришування, старіння, і інші) процесів, які проходять в об'єкті з часом його напрацювання, призводить до зміни супроводжуваних його коливних процесів. Встановивши взаємозв'язок зміни структурного параметру (величини зносу) об'єкту зі зміною характеристик коливних процесів можна контролювати стан об'єкту без його зупинки [124,126,158]. Визначення технічного стану агрегату за параметрами коливних процесів проводиться як за наявністю відповідної інформації в поточний момент часу, так і на основі аналізу тенденції зміни її в часі.

Задачею діагностики є контроль стану [124] об'єкту, яка може бути вирішена шляхом нормування рівнів його вібрації для різних станів, для чого за діагностичну ознаку приймається середньоквадратичне значення віброшвидкості, оскільки вона найбільш повно характеризує енергію коливного процесу.

Рівні допустимих значень ефективної віброшвидкості при розробці норм вібрації об'єкту приймаються відповідно до рекомендацій Союзу німецьких інженерів і стандартів Міжнародної організації по стандартизації (ISO) [159], а в міжнародних стандартах ISO 10816 і ISO 7919 [160,161] передбачається регламентувати середньоквадратичне значення

віброшвидкості, яке вимірюється на підшипникових вузлах в залежності від класу машин. Сама процедура розробки норм і принципів нормування рівня вібрації розглядається в [127]. Стосовно редукторів ШСНУ таких норм вібрацій не розроблено.

Другою задачею діагностики є пошук дефектів, який полягає в тому, що необхідно провести комплекс цілеспрямованих експериментальних досліджень, в результаті яких встановлюється взаємозв'язок характеристик вібраційного процесу об'єкту із зміною технічного стану його основних вузлів і механізмів, тобто вибирається діагностична ознака стану об'єкту, яка закладається в основу методу діагностування, що розробляється. Існує значна кількість робіт з розробки методів віброакустичної діагностики в різних галузях промисловості [128,129,130,131, 148,151], однак стосовно редукторів ШСНУ таких досліджень проведено не було.

Використання методів ідентифікації об'єктів з метою контролю їх технічного стану є ще одним напрямком технічної діагностики машин і механізмів [163,164,165,166,167,168,169,170]

Використання таких методів стосовно визначення технічного стану редукторів ШСНУ можна обґрунтувати виходячи із зміни характеру розгінної характеристики в залежності від величини зносу робочих поверхонь зубів. Оскільки знос робочих поверхонь зубів редукторів призводить до деякого зменшення маси зубчастих валів та коліс, як відмічено в [162], можна припустити, що при цьому змінюються динамічні характеристики редукторів, що може виявлятися у зміні кривої розгону.

Розгінна характеристика редукторів ШСНУ - це крива зміни швидкості обертання валів. Розгінну характеристику можна розглядати як відгук системи на функцію Хевісайда – сигнал включення установки, тобто перехідну характеристику системи. Знаючи перехідну характеристику, можна оцінити параметри об'єкту (наприклад, коефіцієнти поліномів або значення нулів і полюсів дробово-раціональної передавальної функції) одним із відомих методів. Таким чином, можна вирішити задачу ідентифікації лінійної

системи за перехідною характеристикою і встановити наявність та характер залежності між величиною зносу або часом напрацювання об'єкту, з одного боку, та значеннями параметрів його передавальної функції – з іншого.

1.4 Способи підвищення довговічності редукторів ШСНУ

Автори робіт [23-27,29-32,35-36,44,74] пропонують різні методи підвищення довговічності редукторів ШСНУ.

З метою попередження розвитку адгезійного зношування рекомендується:

- підвищувати чистоту обробки робочих поверхонь зубів;
- здійснювати припрацювання передач при частковому навантаженні;
- для відповідальних високонавантажених передач застосовувати сталі, які підлягають азотуванню замість цементованих або гартованих об'ємним гартуванням;
- для тихохідних передач з коловою швидкістю менше 3 м/хв не рекомендується використовувати оливи підвищеної в'язкості із сірчаними та фосфорними добавками.

Використання цементованих шестерень, висока чистота поверхонь зубів і використання більш в'язкої оливи знижують інтенсивність абразивного зношування.

Для зменшення такого виду зношування, як полірування, рекомендується використовувати менш активні присадки до олив, такі, наприклад, як бористий калій, що не реагує з металом зубів. Ефективне фільтрування оливи або його періодична заміна також зменшує небезпеку полірування.

Для попередження хімічного зношування необхідно, щоб було достатньо часу для відновлення масляної плівки на поверхні зуба до початку окислення. В іншому випадку виникнення корозійних раковин може спонукати до викришування або зародження втомних тріщин. Може значно скоротити термін служби зубчастої передачі наявність води в оливі, що призводить до

швидкого розвитку втомних тріщин, також тверді частинки іржі спонукають до розвитку абразивного зношування.

Більшість протизадирних добавок мають сірчаноокислий і фосфорноокислий склад і тому в локальних точках високої температури відбувається хімічна реакція з металом зубчастих коліс, внаслідок чого утворюються граничні плівки мастила, які складаються із сірчаноокислого заліза і фосфорноокислого заліза, що володіють високою температурою плавлення та запобігають розвитку заїдання.

Підвищення в'язкості оливи запобігає виникненню багатьох видів зношування за рахунок збільшення товщини масляної плівки і зменшення температури в чистому контакті поверхонь зубів. Одночасно надлишкова в'язкість оливи викликає значні втрати енергії в зачепленні, суттєве підвищення робочої температури і розвиток зношування внаслідок окислення зубів.

Вибір раціональних параметрів зачеплення, які забезпечують зменшення швидкості ковзання, дозволить зменшити температуру в контакті зубів і небезпеку виникнення заїдання. З цією метою проводять модернізацію евольвентного профілю методом підрізання товщини ніжки та головки зуба, що дозволить зменшити навантаження на вході і виході зуба із зачеплення. Точне виготовлення та монтаж коліс забезпечить рівномірне розподілення навантаження, як по довжині зуба, так і між зубами, що одночасно входять в зачеплення, і зниження температури в зачепленні.

Суттєво впливає на виникнення заїдання хімічний склад та хімікотермічна обробка сталі. Сталі із вмістом азоту є стійкими до заїдання.

Для підвищення опору втомному викришуванню зуби шестерні повинні мати високу твердість поверхні і відносно м'яку серцевину. Найбільш ефективним є цементовані зуби, так як після цементування і гартування за рахунок структурних перетворень металу в зубах виникають залишкові напруження стиску, які знижують вплив діючих напружень розтягу від корисного навантаження, що передається.

Для попередження втомного викришування рекомендується: зменшити контактні напруження шляхом вибору раціональної геометрії зубчастих коліс, використовувати високоякісні цементовані сталі і забезпечувати твердість поверхні зубів не нижче 58 HRC, використовувати сталі, для яких при термообробці забезпечується оптимальне співвідношення властивостей серцевини і зміцненого шару, підвищувати чистоту обробки поверхні зубів, забезпечити ефективне охолодження зачеплення чистою оливою відповідної в'язкості, застосувати обробку поверхні зубів залізо-марганцевим фосфатуванням або мідненням.

Для запобігання виникнення тріщин в процесі гартування рекомендується проводити відпуск відразу після гартування, проектувати конструкцію шестерні по можливості симетричною без різких змін товщини перерізу, контролювати глибину зміцненого шару, а також вибирати середовище для охолодження в залежності від прогартуваності сталі.

Виладування зубів можна попередити дотримуючись таких умов: використовувати матеріали та термообробку, що забезпечують високу ударну в'язкість, використовувати високоякісні сталі із зменшеним вмістом вуглецю, фосфору і сірки та з високим вмістом нікелю і молібдену, що забезпечує дрібнозернисту структуру, проводити термообробку для отримання мартенситної структури та високий відпуск при температурі 250...400°C, для усунення можливої крихкості сталі, використовувати цементування та азотування для отримання високих залишкових напружень стиску, зменшувати напруження згину ніжки зуба шляхом оптимізації її геометрії та усувати можливі концентратори напружень ніжки зуба.

Цікавими є дослідження в роботі [30], де визначається пряма залежність виникнення заїдання від шорсткості поверхні. Завдяки шорсткості поверхні створюються масляні кишеньки, і, оскільки зубчасті передачі працюють в області граничного тертя, невелика шорсткість має позитивний вплив на роботу зубчастих передач. Велике значення має структура шорсткості. Якщо мікронерівності на поверхні розміщені в хаотичному порядку, і масляні

кишені розміщені в такому ж порядку, тоді під час контакту спряжених поверхонь зубів виникає великий тиск в масляних кишенях. Одночасно під дією миттєвої температури від дотику мікронерівностей значно збільшується температура в масляних кишенях, що має шкідливий вплив на поверхневий шар зубів. Поперечна або повздовжня шорсткість на поверхнях тертя більш практична, так як під час контакту спряжених поверхонь олія, нагріта миттєвою температурою, буде видавлюватися із масляних кишень, одночасно відводиться тепло з поверхні спряження.

Автори роботи [30,23] пропонують для підвищення несучої властивості і ресурсу роботи пари тертя мастильні матеріали з присадками хімічних з'єднань або м'яких металів. В результаті припрацювання присадки на поверхнях тертя утворюють стабільні захисні плівки. Властивості таких плівок можна порівняти з властивостями звичайних мастильних матеріалів. Для важконавантажених передач це виявляє особливий інтерес, так як в експлуатації не було мастильних матеріалів, які витримують питомі навантаження до 150МПа і більше, при малих швидкостях ковзання. Якщо в мастильні матеріали в якості присадки ввести молібден або дрібнозернисті порошки міді, бронзи, олова або свинцю, несуча властивість їх зростає. Плівки м'яких металів скорочують час припрацювання поверхонь тертя, захищають від заїдання, знижують теплове напруження контакту.

В роботі [23] автори описують методи зниження динамічних навантажень профільною модифікацією зубів зубчастої передачі. Також пропонується підвищення контактної витривалості зубчастих коліс технологічними методами: хіміко-термічна обробка зубчастих коліс, вплив шліфування на якість поверхневого шару зубів, підвищення контактної витривалості зубчастих коліс поверхневою пластичною деформацією.

Автори роботи [30,36] пропонують впровадження у промисловість нової енерго-ресурсоощадної і екологічно чистої ХАДО-технології, що є особливо актуальним в умовах нинішньої енергетичної кризи і підвищеного енергоспоживання. Суть технології полягає в нанесенні на деталі вузлів і

механізмів, що піддаються тертю, в процесі їхньої експлуатації шляхом додавання у оливу спеціальної ремонтно-відновлюючої суміші (РВС), що утворює на поверхнях деталей шар металокерамічного покриття. РВС- це дрібнодисперсна, багатокomпонентна суміш мінералів з різними добавками і кристалізаторами.

В роботі [24,36] інформується про дослідження тертя ковзання та кочення в зубчастих передачах, стан масляної плівки та її товщина в різних умовах роботи передачі та дослідження матеріалів на деякі види зношування. Приділено велику увагу використанню ефекту відновлення поверхні під час тертя, раціональному використанню нових конструкційних матеріалів, мастильних матеріалів, вибору найбільш ефективних і економічно доцільних технологій отримання поверхневого зміцнення.

Автори роботи [26] пропонують деякі конструктивні та технологічні вимоги до виготовлення деталей зубчастої передачі та їх контроль.

Аналіз літератури показав, що на даний час практично відсутні методи зміцнення, які не тільки підвищують витривалість та зносостійкість деталей зубчастої передачі, але і зменшують величину амплітуди вібрації редуктора ШСНУ.

1.5 Постановка задач досліджень

Традиційні та іноваційні способи підвищення ресурсу роботи редукторів збільшують їх ресурс, але проблема прогнозування довговічності редукторів та ШСНУ вирішена частково. В існуючих методиках не враховуються умови тертя, особливості контактуючих поверхонь та умови їх роботи з різними мастильними матеріалами, не пропонується визначення катастрофічного зношування деталей редукторів та попередження аварійних ситуацій методами діагностики. Тому виникла необхідність виконати таку роботу.

«Прогнозування та підвищення ресурсу редукторів верстатів-гойдалок»
Метою роботи є підвищення ресурсу редукторів верстатів-гойдалок та

оцінка їх фактичного технічного стану в процесі експлуатації з використанням методів вібродіагностування. Для досягнення мети необхідно виконати наступні основні завдання:

1. Проаналізувати причини зношування зубчастих передач верстатів-гойдалок, способи попередження їх відмов та вдосконалити класифікацію їх відмов.

2. Дослідити надійність нових та відремонтованих редукторів ШСНУ в промислових умовах та провести розрахунок ймовірності безвідмовної роботи та інтенсивності відмов з метою оцінки їх ресурсу.

3. Дослідити вплив експлуатаційних чинників на технічний стан редуктора з використанням створеного модельного лабораторного стенду методом вібродіагностування, на основі повнофакторного експерименту встановити залежності між експлуатаційними параметрами.

4. Створити логічну діагностичну модель редуктора ШСНУ та розробити метод прогнозування його довговічності і визначити критерії відбракування на основі вібродіагностування та провести його дослідно-промислово перевірку.

5. Дослідити та впровадити у виробництво методи зміцнення поверхонь зубів зубчастих передач редукторів ШСНУ з використанням ХАДО-технології та добавками м'яких металів, яке відповідає умовам експлуатації обладнання та можливостям ремонтного підприємства і розробити методику зниження витрат на ремонт редуктора на основі функціонально-вартісного аналізу.

Висновки до розділу

1. Значне зниження затрат на технічне обслуговування об'єктів і підвищення ефективності їх експлуатації можна забезпечити шляхом створення на підприємстві системи моніторингу, діагностики об'єктів, зокрема вібродіагностики і організацію їх ремонтів згідно технічного стану.

2. На основі проведених досліджень та розрахунків параметрів надійності виникає потреба у вирішенні попередження відмов редукторів ШСНУ новітніми методами діагностики.

3. Вдосконалена класифікація відмов редукторів верстатів-качалок, яка враховує реальні умови їх експлуатації.

РОЗДІЛ 2

МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

Для випробування зубчастих коліс і олів для них існують спеціальні машини та стенди [24,74]. Хрущов М.М. розробив лабораторні методи та засоби для випробувань зубчастих коліс за так званою розімкнутою або динамометричною схемою. В ЦНДІТМАШ була розроблена машина для випробування зубчастих коліс та олів до них. Крутний момент навантаженої зубчатої пари створюється та вимірюється динамометром кручення.

Одним з найбільш розповсюджених стендів для оцінювання мастильних властивостей олів за кордоном є стенд конструкції ІАЕ, який виконаний за замкнутою схемою. Результати, отримані на стендах ІАЕ відповідають результатам випробувань на деяких машинах тертя та на натурних зубчастих передачах. Методика основана на визначенні навантаження, при якій зубчата пара працює без заїдання контактуючих поверхонь.

Під керівництвом Петрусевича А.І. створений стенд для випробування олів та матеріалів на основі принципу замкнутого силового контуру.

В МВТУ ім. Баумана створена і модернізована Ю.Н.Дроздовим роликоскопічна машина тертя з розімкнутим силовим та кінематичним контуром, яка була використана для вивчення максимальних коефіцієнтів тертя ковзання і умов виникнення заїдання важконавантажених сталевих поверхонь.

Редуктори ШСНУ працюють в умовах циклічних навантажень, тому для дослідження їх роботи в процесі експлуатації та з метою економії часу і засобів потрібна було створити нову установку, де можна дослідити вплив складових ШСНУ та різного роду чинників на вібраційні характеристики редуктора.

2.1 Засоби та умови, необхідні для проведення лабораторних досліджень

2.1.1 Лабораторна установка для випробувань модельного редуктора

Досліди проводились в промислових умовах та на спеціально розробленій та виготовленій установці (рис.2.1) з метою досліджень впливу дефектів редуктора, умов його роботи та вплив інших елементів верстата-качалки на вібраційні характеристики редуктора. При виборі схеми лабораторних досліджень враховувалися зміни навантажень, що діють на головку балансира [104,105,82,84,81].

Стенд являє собою масштабовану модель верстата-качалки з редуктором типу Ц2НШ-750, яка забезпечує моделювання циклічних навантажень, відносна величина та характер зміни яких відповідають умовам роботи редукторів верстатів-качалок. Редуктор лабораторної установки виконаний в масштабі 1:4 до редуктора Ц2НШ-750 згідно схеми, зображеної на рис. 2.2.

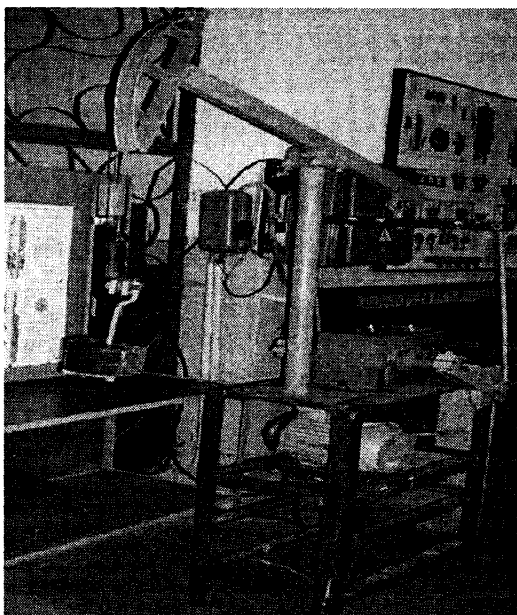


Рисунок 2.1 - Загальний вигляд модельної установки

Основні вузли лабораторної установки: рама, стіл, стійка з опорою балансира, балансир з канатною підвіскою, траверса, шатун, кривошип з противагою, редуктор, проміжний шків, електродвигун, пускач (рис. 2.3).

Таблиця 2.1 - Технічна характеристика лабораторної модельної установки

Потужність електродвигуна, кВт	2,2
Тип електродвигуна	4A90L4
Частота обертання вала електродвигуна, об/хв	1420
Діаметри змінних шківів, мм: електродвигуна	80/125/170
проміжного	85/190
швидкохідного вала	200
Профіль паса	A
Довжина шатуна, мм	800
Довжина заднього плеча балансира, мм	750
Довжина переднього плеча балансира, мм	625
Метод врівноваження	Роторний
Тип редуктора	Циліндричний
Розташування коліс відносно опор валу	Симетричне
Сумарна міжосьова відстань, мм	187,5
Міжосьова відстань, мм: швидкохідної ступені	75
тихохідної ступені	112,5
Нормальний модуль зубів, мм:	
швидкохідної ступені	1,25
тихохідної ступені	2,0
Число зубів шестерні: швидкохідної ступені Z1	15
тихохідної ступені Z3	15
Число зубів колеса: швидкохідної ступені Z2	94
тихохідної ступені Z4	89
Передавальне число	37,1
Кут нахилу зубів:	
швидкохідної ступені	24°43'
тихохідної ступені	22°25'

За допомогою пускача 10 (рис.2.3) вмикається електродвигун 8 лабораторної установки, який в свою чергу приводить в рух кривошипно-шатунний механізм верстата-качалки, внаслідок чого головка балансира 2 здійснює зворотно-поступальний рух. До канатної підвіски, яка закріплена на головці балансира, підвішується вантаж для моделювання навантаження на головку балансира. Між електродвигуном 8 та редуктором 6 встановлено проміжний шків 7. Для регулювання подвійних ходів балансира верстата-качалки на редукторі 6, проміжному шківі 7 та електродвигуні 8 змонтовано триступеневі шківни.

Лабораторна установка створена з метою дослідження вібраційних характеристик в процесі припрацювання, експлуатації та зношування деталей редуктора. Створення оптимальних умов для проведення експерименту вимагає проведення планування експерименту.

2.1.2 Планування експериментів

Для того, щоб оцінити дію двох чинників - часу роботи моделі редуктора і навантаження на головку балансира моделі ШСНУ, використано математичне планування експерименту. Інші чинники такі як частота ходів головки балансиру, вплив якості оливи та інші не входили в матрицю планування експерименту через їх незначний вплив на величину віброприскорення. Планування експерименту полягає в необхідності знайти математичну модель дослідження, під якою розуміють рівняння регресії яке пов'язує величину віброшвидкості на частоті зубозачеплення з навантаженням на головку балансира та тривалістю роботи редуктора.

Планування експерименту – це вибір кількості та умов проведення дослідів, необхідних для вирішення поставленої задачі з відповідною точністю. При цьому потрібно [110,132]:

- прагнути до мінімізації загальної кількості дослідів;

- вибрати чітку стратегію, яка дозволить приймати відповідні рішення після кожної серії експериментів;
- використати математичний апарат, який формалізує більшість дій експериментатора;
- виробити стратегію одночасного маніпулювання всіма змінними, які визначають процес, за спеціальними правилами – алгоритмами.

Пошук оптимальних умов є одною із важливих науково-технічних задач оцінки ресурсу редуктора.

Вібрація є одним з найважливіших чинників, що впливає на зміну технічної характеристики обладнання. Робота будь-якої зубчастої пари супроводжується рядом характерних вібрацій, які виникають внаслідок тертя і ударів під час експлуатації спряження. Технічний стан будь-якої, навіть практично ідеально виготовленої зубчастої пари, може бути оцінено в процесі роботи за допомогою аналізу вібросигналів [119,120,121,122].

В процесі експлуатації відбуваються безперервні зміни технічного стану редукторів під впливом різних експлуатаційних чинників. Надмірна вібрація під час експлуатації редуктора призводить до швидкого зношування його деталей, що знижує ефективність роботи ШСНУ та призводить до аварійних ситуацій. Таким чином, рівень вібрації повинен бути мінімальним, що забезпечить довготривалість роботи редукторів. Планування експерименту проведемо за допомогою факторного аналізу [123,124].

Факторний аналіз – це процедура, за допомогою якої велике число змінних, що відносяться до наявних спостережень, зводиться до меншої кількості незалежних впливаючих величин - факторів. При цьому, в один фактор об'єднуються змінні, що корелюють між собою. Змінні з різних факторів слабо корелюють між собою. Таким чином, метою факторного аналізу є знаходження таких комплексних чинників, які найбільш повно пояснюють досліджувані зв'язки між наявними змінними. При плануванні експериментів реалізуємо повнофакторний експеримент типу 2^2 [110,132].

Експериментальні дослідження проводились в промислових умовах та на спеціально розробленій та виготовленій установці, яка забезпечує моделювання циклічних навантажень.

Об'єктом дослідження вибрано редуктор, який є складовою ШСНУ. У процесі роботи реєстрували такі параметри, як рівень віброшвидкості: при зміні навантаження в точці підвішування штанг, в процесі тривалості роботи, при неспіввідності шківів пасової передачі та використанні різного роду мастил.

Основними чинниками, що найсуттєвіше впливають на роботу редуктора та ШСНУ є тривалість її роботи та вплив навантаження в точці підвішування штанг. Величина амплітуди з впливом цих чинників обов'язково зростає в часі.

Перший етап планування експерименту для отримання лінійної моделі ґрунтується на маніпулюванні факторів на двох рівнях. Так як число факторів відомо, можна відразу знайти кількість дослідів необхідних для реалізації всіх можливих рівнів факторів.

Як вихідний параметр під час побудови рівняння регресії вибрано рівень віброшвидкості, оскільки вона найбільш повно характеризує енергію коливного процесу. Рівні чинників та інтервали їх зміни наведено в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 - Рівні чинників та інтервали їх зміни

Чинники	Рівні			Інтервали
	-1	0	+1	
X ₁ - тривалість роботи ШСНУ, год	10	270	530	260
X ₂ - вплив навантаження в точці підвішування штанг, Н	100	300	500	200

Умови експерименту записуємо у вигляді матриці планування для двох факторів в таблиці 2.3, де кожна лінійка відповідає різним дослідом, а стовпчики – значенням факторів. Таким чином ми маємо два вектори-стовпчики незалежних змінних та один вектор-стовпчик параметру оптимізації.

В результаті проведених експериментів, виконаних на стенді з використанням матриці планування (табл. 2.3), знаходимо рівняння регресії, яке є математичною моделлю впливу зазначених чинників на величину віброшвидкості.

Таблиця 2.3 - Матриця планування експерименту 2^2

Номер досліду	X_0	X_1	X_2	$X_1 X_2$	$Y(A, \text{мм/с})$
1	+	-(10)	-(100)	+	0,289
2	+	+(530)	-(100)	-	2,25
3	+	-(10)	+(500)	+	0,496
4	+	+(530)	+(500)	-	2,75

Для руху до оптимальної точки потрібна лінійна модель $y=b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2$. За результатами експерименту знаходимо значення невідомих коефіцієнтів моделі b_0 , b_1 та b_2 :

$$b_1 = \frac{(-1)y_1 + (+1)y_2 + (-1)y_3 + (+1)y_4}{4}$$

$$b_2 = \frac{(-1)y_1 + (-1)y_2 + (+1)y_3 + (+1)y_4}{4}$$

Для підрахунку коефіцієнту моделі b_1 використовується вектор-стовпчик x_1 , а для b_2 – стовпчик x_2 .

$$b_1 = \frac{(-1)0,289 + (+1)2,25 + (-1)0,446 + (+1)2,75}{4} = 1,066$$

$$b_2 = \frac{(-1)0,289 + (-1)2,25 + (+1)0,446 + (+1)2,75}{4} = 0,16$$

Залишається знайти b_0 . Якщо рівняння $y = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2$ є справедливим, то воно буде правильним для середніх арифметичних значень змінних $\bar{y} = b_0 + b_1 \bar{x}_1 + b_2 \bar{x}_2$. Тому $\bar{y} = b_0$:

$$b_0 = \frac{0,289 + 2,25 + 0,446 + 2,75}{4} = 1,43,$$

Коефіцієнти незалежних змінних вказують на силу впливу факторів. Чим більша величина коефіцієнту, тим більше впливає фактор. В даному випадку коефіцієнт має знак плюс, тобто із збільшенням значення фактору параметр оптимізації збільшується [110,132]. Так як один фактор залежить від рівня, на якому знаходиться другий фактор, використовуємо ефект взаємодії двох факторів. Тоді модель буде виглядати таким чином

$$y = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_{12} x_1 x_2.$$

Для цього визначаємо коефіцієнт ефекту взаємодії b_{12} .

$$b_{12} = \frac{(+1)y_1 + (-1)y_2 + (+1)y_3 + (-1)y_4}{4}$$

$$b_{12} = \frac{(+1)0,289 + (-1)2,25 + (+1)0,446 + (-1)2,75}{4} = -1,06.$$

Сумісна дія двох факторів знижує рівень віброшвидкості, так як значення коефіцієнту ефекту взаємодії b_{12} є від'ємним.

Рівняння регресії з використанням матриці планування буде мати вигляд:

$$y = 1,43 + 1,066 x_1 + 0,16 x_2 - 1,06 x_1 x_2.$$

Рівняння регресії показує, що зменшення чинників x_1 (тобто тривалості роботи) призводить до зменшення параметру оптимізації рівня віброшвидкості y . За допомогою даного рівняння можна оцінити величину віброшвидкості в залежності від навантаження на головку балансира та тривалості роботи редуктора.

2.1.3 Стенди для натурних випробовувань редукторів

Редуктори верстатів-качалок (рис.2.4) часто виходять з ладу і основною причиною відмов є зношування зубчастих коліс, підшипників, деформації та

зношування валів, ущільнень. Після відпрацювання встановленого ресурсу редуктори відправляють в ремонт.

Завершальною операцією технологічного процесу ремонту будь-якого обладнання є випробування. Зібране після ремонту нафтопромислове обладнання повинно відповідати технічним вимогам. Якість ремонту визначають за даними фактичних експлуатаційних характеристик машини та чіткості взаємодії окремих вузлів та агрегатів [25,27,29,37].

Випробовуванням перевіряється якість ремонту в результаті всього виробничого процесу. Будь-яке обладнання потрібно випробовувати в умовах, наближених до експлуатаційних. Оскільки якісне і всебічне випробування відремонтованого обладнання може проводитися тільки на спеціальних стендах, тому потрібно прагнути до створення подібних стендів на всіх ремонтних підприємствах нафтової промисловості.

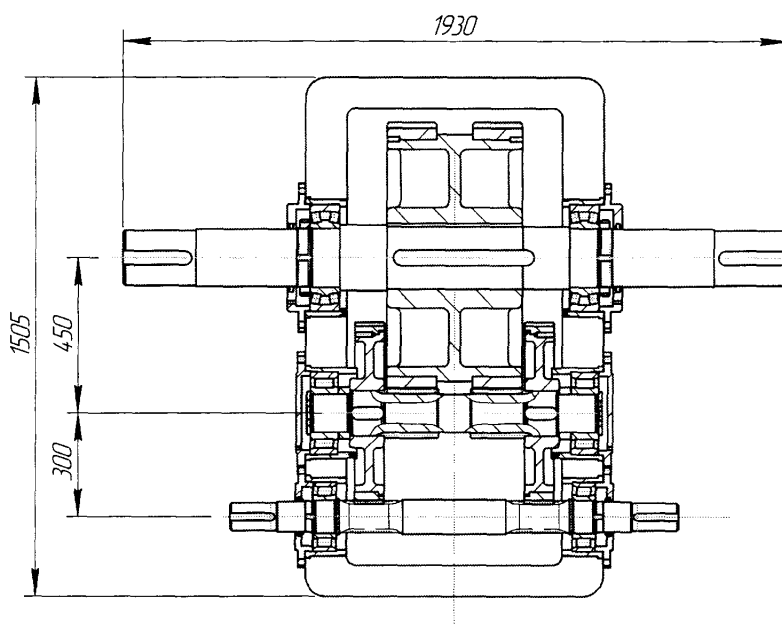
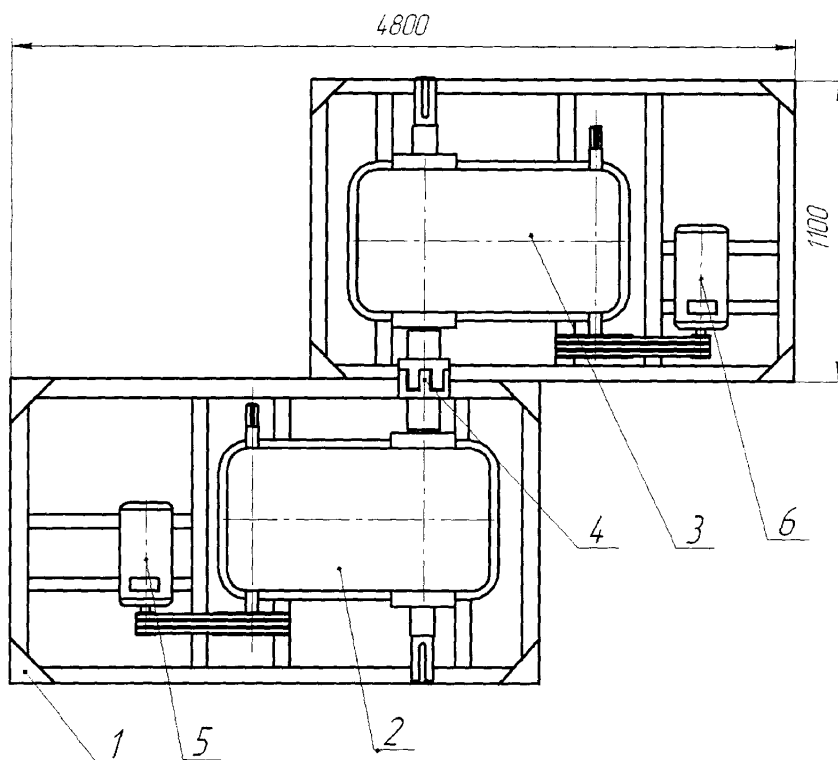


Рисунок 2.4 - Редуктор Ц2НЩ-750 ШСНУ

На Бориславській ЦБВО ремонтують редуктори ШСНУ різних модифікацій. Технологічний процес ремонту редукторів передбачає після проведення ремонтних робіт обкатувати та випробувати під навантаженням кожен редуктор. На даний час на підприємстві обкатування проводиться, а випробування під навантаженням ні, через відсутність такого стенду.

Пропонуються стенди для випробування натурних редукторів у двох варіантах, які проектуються в залежності від кількості однотипних редукторів та від об'єму ремонту редукторів на одному ремонтному підприємстві.

Стенд для випробування редукторів штангових свердловинних насосних установок (ШСНУ) згідно першого варіанту приведений на рис.2.5. Стенд складається із асинхронного електродвигуна з короткозамкнутим ротором, електродвигуна з фазним ротором, рами та блоку керування. Під час випробування для з'єднання двох валів редукторів використовується кулачкова муфта.



- 1- рама; 2- редуктор перший; 3 – редуктор другий; 4 - муфта;
5- електродвигун; 6 - електродвигун з фазним ротором

Рисунок 2.5 - Стенд для випробування редукторів ШСНУ

Рама 1 призначена для розміщення редукторів, які підлягають випробуванню, а також для розміщення допоміжного обладнання при випробуванні. Електродвигун 5 призначений для передавання обертового

руху редуктору 2. Швидкохідний вал редуктора 2 приводиться в рух за допомогою клинопасової передачі. Тихохідний вал редуктора 2 з'єднується з тихохідним валом іншого редуктора 3 через кулачкову муфту 4. Кулачкова муфта створює жорстке з'єднання валів, і якщо пуск їх проводиться на ходу, то підвищення кутової швидкості веденого вала до швидкості ведучого здійснюється через дуже короткий проміжок часу.

Швидкохідний вал редуктора 3, з'єднується за допомогою клинопасової передачі з електродвигуном 6. Частота обертання на валу електродвигуна (поз.5) -1470 об/хв. При передаванні обертового руху через редуктори 2 і 3 при однакових діаметрах шківів на валах електродвигунів та однакових діаметрах шківів на валах редукторів на шків електродвигуна з фазним ротором буде передаватися частота обертання 1470 об/хв. Частота обертання на валу електродвигуна з фазним ротором (поз.6) – 970 об/хв. Частота обертання вала електродвигуна з фазним ротором на 25 % вища, ніж частота його обертання згідно паспорта. Такий електродвигун можна використати як генератор. На виході з електродвигуна 6 змонтований синхронізатор, який вирівнює частоту струму електродвигуна з частотою струму в мережі. Блок керування, змонтований зовні огорожі стенда для випробовування, для дотримання техніки безпеки під час випробовування. Блок керування складається з вимикачів електродвигуна і реостата. Реостат призначений для регулювання напруги на виході електродвигуна 6, тим самим регулюється навантаження на редуктори, які випробовуються, так як на стенді можна випробовувати редуктори різних модифікацій, і які потребують різного навантаження. Із зменшенням напруги реостатом, електродвигун з фазним ротором буде обертатися з меншою швидкістю і буде гальмувати редуктор 3, а той в свою чергу редуктор 2.

В результаті на стенді випробовуються два редуктори одночасно. Так як напруга з електродвигуна з фазним ротором подається в мережу споживання електродвигуна, то стенд для випробування буде працювати

частково сам на себе. Після проведення розрахунків визначена технічна характеристика стенда для випробування редукторів ШСНУ.

Технічна характеристика стенду для випробування редукторів
(рис.2.5).

Електродвигун (5) :

тип	АО2-82-4
потужність, кВт	55
частота обертання вала, хв ⁻¹	1470

Електродвигун (6) :

тип	АК2-92-6
потужність, кВт	80
частота обертання вала, хв ⁻¹ .	970

Габаритні розміри рами , мм :

довжина	4800
висота	600
ширина	2200

Стенд для випробування редукторів згідно другого варіанту складається з рами (рис.2.6), на якій розміщено два однотипні редуктори 2 і електродвигун 3. Тихохідні вали редукторів з'єднуються між собою муфтою 1, а швидкохідні вали – пружинним валом 4, який виготовляється із сталі 65Г.

При скручуванні пружинного вала, в залежності від кута затягування, між зубами зубчастих передач редукторів виникає напруження пропорційне робочому навантаженню редукторів. Після чого вмикають електродвигун 3 і проводять випробування. Запропонований стенд призначений для випробування редукторів Ц2НШ-750.

Для визначення кута скручування пружинного вала було проведено відповідні розрахунки.

Визначаємо кут скручування пружинного вала:

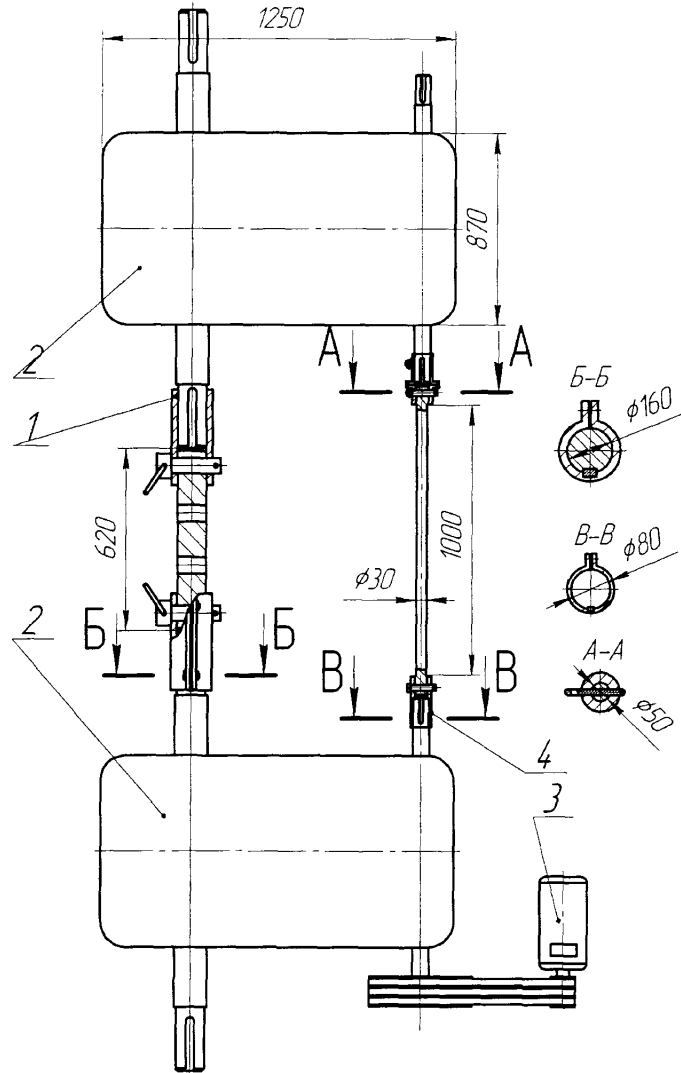
$$\sin\varphi = M \cdot L / G \cdot I_p , \quad (2.1)$$

де $M = 1350 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – крутний момент на швидкохідному валі редуктора;

$L = 1000 \text{ мм}$ – довжина пружинного вала ;

$G = 8 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$ - модуль зсуву сталі ;

I_p – момент інерції вала.



1- муфта; 2- редуктор; 3- електродвигун; 4- пружинний вал

Рисунок 2.6 - Стенд для випробовування редукторів Ц2НШ-750

Момент інерції для круглого перерізу:

$$I_p = \pi d^4 / 32 \approx 0,1d^4, \quad (2.2)$$

де d – діаметр пружинного вала.

Діаметр пружинного вала визначено з умови міцності на кручення:

$$W_{кр} = M / [\tau], \quad (2.3)$$

де $[\tau] = 260 \text{ МПа}$ - допустиме напруження кручення сталі 65Г.

$$W_{кр} = \pi d^3 / 16 \quad (2.4)$$

$$\text{звідки } d = \sqrt[3]{16 W_{кр} / \pi} ,$$

Момент інерції:

$$I_p = \frac{\pi d^4}{32} \quad (2.5)$$

Кут скручування пружинного вала:

$$\sin \varphi = 12^\circ 20'.$$

Згідно розрахунків визначена технічна характеристика стенду для випробовування редукторів Ц2НШ-750 (рис.2.6).

Технічна характеристика стенду для випробовування редукторів Ц2НШ-750

Потужність електродвигуна, кВт	5
Кут скручування пружинного вала	12° 20′
Габаритні розміри, мм:	
довжина	3280
ширина	3250

Велике значення при випробовуванні має змащування деталей редуктора. Бажано при випробовуванні застосовувати оливу з меншою в'язкістю в порівнянні з оливою, що використовується під час експлуатації. Це пояснюється тим, що зазори в спряженнях відремонтованих деталей мають невеликі значення. Через шорсткість поверхонь, що піддаються тертю, деталі сильно нагріваються. Тому для інтенсивного охолодження необхідне добре змащування [32,33,34].

Бориславська ЦБВО є невеликим ремонтним підприємством, де в середньому ремонтують в рік 60 редукторів ШСНУ різних модифікацій. Для випробування редукторів після проведеного ремонту в умовах Бориславської ЦБВО найбільш підходить стенд для випробування згідно першого варіанту, так як на ньому можна випробовувати одночасно редуктори різних модифікацій.

Якість ремонту пропонується визначати за допомогою вібродіагностики, при цьому давачі встановлювати на опорі привідного вала. Редуктор відремонтований з відповідною якістю, коли:

- відсутнє осьове переміщення валів редуктора;
- відсутнє підтікання масла через ущільнення між валами та їх кришками;
- рівень вібрації не перевищує допустимий рівень.

2.1.4 Прилади та давачі для вимірювання фізичних величин

Для вимірювання вібрацій корпусу рекомендується використовувати давач інерційного типу. Вимірювальна система повинна містити схему середньоквадратичного значення, що дозволяє отримати виміри середньоквадратичного значення віброшвидкості. На частотну характеристику давача може вплинути метод його кріплення, тому давач потрібно встановлювати за допомогою болтового з'єднання, на клей та за допомогою постійних сильних магнітів [33,34,42,43,45,48,49,71,77].

Давачі контактного типу рекомендують використовувати за умови, якщо швидкість обертання менше 3000хв^{-1} , частота сигналу менше 200Гц, швидкість руху поверхні вала на ділянках контакту з давачем не менше 300м/с [42].

Для легких акселерометрів з робочим діапазоном частот до 3000Гц дозволяється застосування кріплення на магніті за умови, що найбільша частота зубчастого зачеплення не перевищує 1000Гц.

Для вимірювання вібропереміщень вала відносно корпусу використовують давачі безконтактного типу, які встановлюють якомога ближче до опорного підшипника на жорсткій ділянці корпусу. Вібрацію валу потрібно вимірювати в трьох взаємно перпендикулярних напрямках, один з яких паралельно до вісі вала. Для вимірювання вібрацій в осьовому напрямку достатньо одного давача [42,49,71,77].

Місця для встановлення давачів (акселерометрів) потрібно вибирати так,

щоб давач знаходився якнайближче до зони зубозачеплення, для цього бажано знати внутрішню конструкцію редуктора. На шляху проходження вібросигналів від зони зубозачеплення до давача реєстрації сигналу повинно бути якнайменше границь розділу різних середовищ, а особливо зазорів.

Давач встановлюється в напрямку лінії, яка з'єднує центри валів редуктора, або перпендикулярно їй, попередньо вибравши напрямок дії максимальних зусиль зубозачеплення [42].

Запропоновано вдосконалення способу вимірювання вібрацій, що діють на ШСНУ за допомогою використання пристрою, завдяки якому підвищується точність вимірювання. Точність виміру в основному визначається стабільністю роботи ланки зворотнього зв'язку, вхідного і вихідного елементів схеми і з метою підвищення достовірності контролю вібрації. Сигнал, що поступає, порівнюють з компенсуючим сигналом, причому порівняння здійснюється за методом врівноважуючого перетворення (компенсації) сигналу за допомогою зворотнього зв'язку, в результаті чого відбувається компенсація похибок, а пристрій підвищує точність контролю завдяки підключення акселерометрів до блоку реєстрації, яке виконане за компенсаційною схемою зі зворотним перетворювачем і перетворювачем нерівноваги [15].

Застосування способу дає можливість більш точно проводити вимірювання вібрацій. Саме давач багато в чому зумовлює параметри вібраційного контролю, оскільки саме перший етап перетворення вібрації в електричний сигнал (параметр) в основному визначає такі характеристики пристрою контролю, як точність, швидкодію, надійність. Відмінними рисами використання методу врівноважуючого перетворення (компенсації), що визначають, є наявність зворотного перетворення вихідної величини у величину однорідну з вхідною перетворюваною величиною, і їх взаємне урівноваження з тією або іншою мірою точності. У компенсаційних акселерометрах відбувається компенсація мультиплікативних похибок, пов'язаних з нестабільністю характеристик ланок давача, охоплених

зворотним зв'язком. Інколи врівноважуюче перетворення застосовують лише в одному вузлі приладу, наприклад у вимірювальному ланцюзі шляхом використання компенсаційних або мостових рівноважних ланцюгів або в тракці посилення (підсилювачі з негативним зворотним зв'язком). При цьому точність виміру в основному визначається стабільністю роботи ланки зворотного зв'язку, вхідного і вихідного елементів схеми. Завдяки цьому отримується найбільший ефект від використання врівноважуючого перетворення, коли воно охоплює весь пристрій контролю вібрації, включаючи давач (акселерометр). Характерною для цього випадку є особлива структура пристрою контролю вібрації: у ній обов'язково повинен міститися зворотний перетворювач, вихідна величина якого врівноважує вимірювану величину, і перетворювач нерівноваги (нуль-орган або орган порівняння), в завдання якого входить виявлення величини і знаку відхилення від рівноваги [146,147].

Давачі кріплять на вузлі контрольованої свердловинної насосної установки так, щоб вони могли сприймати вібрацію (удари), наприклад, в двох взаємно перпендикулярних горизонтальних напрямках. Таке закріплення давачів необхідне для можливості визначення напрямку ударів (це завдання може виконати двокоординатний акселерометр). Можлива установка і трьох акселерометрів, зорієнтованих в тривимірному просторі або трикоординатного акселерометра. У цьому варіанті можливе визначення напрямів ударів в тривимірному просторі - в двох горизонтальних напрямках і додатково у вертикальному.

Коливання кожного давача перетворюють в індивідуальному зворотному перетворювачі, і порівнюють в перетворювачі нерівноваги, який виявляє величину і знак відхилення від рівноваги і коректує (змінює) сигнал до здобуття відповідності вихідною і вхідною контрольованими величинами. Цей принцип застосовний для усунення як аддитивних, так і мультиплікативних перешкод. Його перевага полягає в тому, що він може бути використаний тоді, коли перешкоди не можуть бути визначені.

Після установки апаратури контролю на вузлі контрольованої свердловинної насосної установки проводять її тарування. Для цього в місцях кріплення давачів завдають ударів відомої величини по напрямках дії давачів та фіксують величини на реєструючому пристрої. За величиною сили удару і величині амплітуди першої гармоніки коливань давачів, записаною на реєструючому пристрої, визначають ціну ділення шкали реєструючого пристрою. Для кожного давача визначають фазування, тобто відповідність напрямку удару фазі записаної амплітуди першої гармоніки на реєструючому пристрої.

При вібраційному контролі якісної свердловинної насосної установки ударні навантаження відсутні, і вібрація має плавний характер. У міру зносу устаткування ШСНУ при русі механізмів відбуваються ударні навантаження. Чим більший знос механізмів, тим більші удари і тим сильніше вони збуджують в механізмі вібрації. Ці вібрації з давачами (акселерометрами) сприймаються і перетворюються в затухаючі коливання, частота кожного з яких визначається власною частотою механічних коливань.

Вироблені акселерометрами коливання подають в блок реєстрації, де коливання кожного акселерометра перетворюють в діаграму. За записаними діаграмами визначають силу удару за величиною амплітуди першої гармоніки електричних коливань акселерометра і ціні ділення шкали реєстратора. Зв'язуючи діаграми з результатами тарування, визначають напрям удару в контрольованому механізмі ШСНУ. Наприклад, при фазі першої амплітуди першої гармоніки, рівної 180° , удар відбувається зліва, при 0° - справа. Коли відсутній сигнал від другого акселерометра, напрям удару збігається з віссю першого акселерометра, і навпаки, коли відсутній сигнал першого акселерометра, напрям удару збігається з віссю другого акселерометра. При значному неспівпаданні напрямку удару з напрямками осей акселерометрів контроль ведуть за свідченнями двох акселерометрів із співвідношень:

$$A = \sqrt{A_1^2 + A_2^2}; \quad A_2/A_1 = \sin\varphi_1 / \sin\varphi_2;$$

$$\varphi = \arctg A_2/A_1; \quad \varphi_1 + \varphi_2 = 90^\circ,$$

де A_1 - перша амплітуда першої гармоніки коливань першого акселерометра;

A_2 - перша амплітуда першої гармоніки коливань другого акселерометра;

φ_1 - кут між віссю напрямку удару і віссю спрямованості першого акселерометра;

φ_2 - кут між віссю напрямку удару і віссю спрямованості другого акселерометра.

Простота співвідношень дозволяє повністю автоматизувати процес обробки даних.

Функціонально зворотний перетворювач, перетворювач нерівноваги і блок реєстрації можуть бути виконані на базі комп'ютера з відповідним інтерфейсом і програмним забезпеченням. При досить малому порозі чутливості перетворювача нерівноваги досягається майже повна рівновага, і похибка пристрою контролю вібрації визначається майже виключно похибкою перетворювачів, тобто комп'ютера пристрою контролю вібрації [158,169].

Таким чином, за величинами першої амплітуди і її фази першої гармоніки, записаними залежно від місця розташування контрольованого вузла ШСНУ, та їх змінам під час експлуатації, судять про технічний стан вузла, величину зношування, якість кріплення, тощо, - виконується вібраційний контроль.

Висновки до розділу

1. Розроблена лабораторна установка для проведення досліджень, яка дозволяє в лабораторних умовах відслідкувати вплив навантаження, тривалості роботи, неспіввісності шківів пасової передачі, якості оливи на його вібраційні характеристики редукторів ШСНУ.
2. Розроблено стенди для випробування натурних редукторів з метою перевірки якості проведення всього виробничого процесу їх ремонту.
3. Розроблено план лабораторного експерименту та отримані рівняння регресії, які допоможуть оцінити вплив експериментальних факторів на величину вібрації.

РОЗДІЛ 3

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗНОШУВАННЯ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРА МЕТОДОМ ВІБРАЦІЙНОЇ ДІАГНОСТИКИ ТА ВПЛИВ ВІБРАЦІЇ ШСНУ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ РЕДУКТОРА

Вібродіагностика ґрунтується на вимірюванні характеристик коливних процесів (переміщення, швидкості чи прискорення), які утворюються при взаємодії деталей працюючої машини чи механізму, та їх аналізі різними методами [33]. Віброакустичний сигнал має складну структуру, що залежить від динаміки механізму та типу і характеру взаємодії вузлів, з яких він складається.

Робота будь-якої зубчастої пари супроводжується рядом характерних вібрацій, які виникають внаслідок тертя і ударів під час обкатування зубів спряження. Аналіз вібрацій дозволяє під час експлуатації обладнання достатньо успішно діагностувати ряд різноманітних дефектів зубозачеплення.

В розд. 2 вибрано засоби та умови для проведення лабораторних досліджень. В даному розділі проводимо експериментальні дослідження, результати яких будуть використані при розробці методів контролю їх технічного стану.

3.1 Вібраційна діагностика технічного стану редукторів ШСНУ

3.1.1 Методика вивчення впливу вібрації на довговічність редуктора

Технічний стан будь-якої, навіть практично ідеально виготовленої зубчастої пари, може бути оцінено в процесі роботи за допомогою аналізу вібросигналів. Перевагою вібродіагностичних методів, їх застосування для аналізу стану редукторів є те, що діагностика проводиться без повного розбирання обладнання в робочих режимах. Інші методи вимагають розбирання обладнання [146].

Обов'язковою умовою правильної оцінки поточного технічного стану зубчастих пар і успішної діагностики можливих дефектів редукторів є наявність спектроаналізатора з високим частотним розрішенням не менше 1600 ліній у спектрі, і давачів, які дозволяють реєструвати високочастотні та низькочастотні вібрації [146,148].

Основну увагу під час вимірювання вібрації та діагностики зубчастої пари потрібно звертати не на зубець зубозачеплення, а на інші більш важливі особливості спектру вібросигналу, характерні для деяких дефектів. Часто це зовнішні особливості форми спектру, які навіть при малих амплітудах можуть свідчити про небезпечні дефекти зубчастих пар.

Найбільшу увагу під час аналізу спектрів вібросигналів потрібно приділити [122,123]:

- боковим гармонікам, які розташовані з обидвох боків від основної частоти зубозачеплення;
- відносній величині амплітуди цих бокових гармонік частоти зубозачеплення по відношенню до амплітуди зубця основної частоти зубозачеплення;
- величині частотного кроку повторення бокових гармонік частоти зубозачеплення, на скільки вони зсунуті одна відносно іншої та відносно основної гармоніки;
- наявність в спектрі характерного горба (горбів) поблизу частоти зубозачеплення, його середнього рівня відносно самої гармоніки частоти зубозачеплення, відносного рівня потужності, яка концентрується в кожному горбі;
- виникненню в спектрі зубців у всіх інших частотних діапазонах, розташованих в зонах, на перший погляд не зв'язаних з частотою зубозачеплення.

Прискорення є похідною від швидкості і може бути використане для оцінки тенденції зміни технічного стану машини. Зміна величини переміщення (амплітуди вібрації) в спектрі частот використовується в

задачах пошуку різноманітних дефектів. На основі спектрального аналізу віброграм можна визначити зношування зубів редуктора, їх викришування і поломку, зношування і поломки підшипників, деформації валів, розбалансування коліс, перекося осей валів тощо. Амплітуда імпульсів прямо пропорційна швидкості співударяння контактуючих деталей, яка залежить від величини зазору в кінематичній парі [59,60].

Більшість пошкоджень в сучасних машинах виникає внаслідок значних напружень, що виникають в їх деталях під час коливань внаслідок циклічних навантажень.

Кожен вузол і валопровід машини являє собою пружну систему. Під дією періодично змінних сил або моментів вузли машини здійснюють вимушені пружні коливання. Ці коливання стають особливо сильними в зоні резонансів сил або моментів з власними коливаннями системи. Імовірність виникнення небезпечних резонансів зростає зі збільшенням швидкості машини. Резонанси та інші нестійкі стани в машинах є причинами виходу їх з ладу або руйнування [33,34].

В більшості випадків вали знаходяться на двох опорах і мають різні форми навантаження. Тому при визначенні частоти власних згинаючих коливань вал розглядають як балку навантажену по цій схемі, яка найбільше підходить.

Частота власних коливань валу, який обертається, залежить від швидкості його обертання. Частота вимушених згинаючих коливань валу в більшості випадків залежить від періоду обертання валу, тобто кратна числу обертів валу на одиницю часу. Вимушені згинаючі коливання виникають в основному через наявність на валу неврівноваженої маси [33].

Згинаючі коливання можуть виникати від інерційних зусиль, які в свою чергу виникають внаслідок неспівпадання вісі обертання з віссю, що проходить через центр маси вала що обертається, а також від інерційних зусиль, що виникають через загальну вібрацію корпусних деталей, в яких знаходиться вал.

Механічні та електричні биття не повинні перевищувати 25% допустимого переміщення вала, тобто бкм. Для отримання дійсного рівня вібрації допускається вираховувати із виміряного значення вібрацій, значення механічного та електричного биття за умови, що таке вираховування буде проведено з врахуванням фазових співвідношень між коливаннями та виміряними вібраціями вала. Допустима похибка вирахованого значення не повинна перевищувати 10% виміряного значення на калібровочній частоті у всіх значеннях робочої температури [34].

Гармоніки властиві зубозачепленню мають невисокий енергетичний рівень. Причини цьому дві. По-перше енергія, яка виділяється в процесі обкатування зубів не є дуже велика. По-друге місця встановлення вібродавачів через конструктивні особливості редукторів, значно віддалені від місця зубозачеплення. В результаті шлях передачі енергії вібрації зубозачеплення достатньо великий і сигнали в ньому затухають. Тому необхідно використовувати для діагностики стану зубчастих передач сигналів в розмірності віброшвидкості, в більшості випадків для підвищення інформативності вібросигналів, використовують вібросигнали в розмірності віброприскорення [45].

3.1.2 Дослідження адаптації інерційного давача МП-95 для вимірювання лінійних прискорень

Метою дослідження є встановлення впливу на амплітуду і фазу вихідного сигналу давача віброшвидкості і вібропереміщення чутливого елемента давача усередині його корпусу. Віброшвидкість і вібропереміщення чутливого елемента залежать від частоти і амплітуди абсолютних поздовжніх вібрацій корпусу давача. Отже, щоб імітувати різні значення вібропереміщень і віброшвидкості чутливого елемента, достатньо створити абсолютні поздовжні вібрації корпусу за певним законом. З нього

розрахунковим шляхом впливає, що корпус повинен рухатися із заданими віброшвидкістю та амплітудою вібропереміщень [6,43,48].

Для визначення режиму демпфування давача було поставлено експеримент із дії на давач стрибкоподібного прискорення, що прикладається (і знімається), яке викликало стрибкоподібний додаток сили до чутливого елемента, що викликав його зсув усередині корпусу. Оскільки чутливий елемент є магніточутливим, то така сила прикладена зовнішнім магнітним полем, яке потім миттєво знімається. Як впливає з фізики процесу, це може викликати вільні затухаючі коливання повзуна резистора МП-95.

Визначаючи за осцилограмою частоту і декремент згасання вихідного сигналу для кожного давача на підставі запропонованої в роботі [21] математичної моделі, розраховуємо його постійні параметри, що входять у формулу (15) (C/M , K/M , K_{rp}), яку вважаємо формулою динамічного тарування давача.

Як відомо [33], для частот вимушених коливань давача, в яких один з трьох доданків домінує за амплітудою, що пропорційна першій похідній від вихідного сигналу, сам вихідний сигнал, реєстрований апаратурно, пропорційний абсолютній швидкості переміщення корпусу. У цьому режимі давач виконує роль велосиметра (якщо він був тарований за першим ступенем вихідного сигналу). На тих частотах, де домінує складова пропорційна другій похідній від вихідного сигналу, сам вихідний сигнал буде пропорційний абсолютному переміщенню корпусу, а давач працюватиме в режимі вібрографа. Проте, якщо синхронно з реєстрацією (або з деякою затримкою) виконувати апаратурне (або програмне) диференціювання вихідного сигналу, записаного в цифровому вигляді, і підсумовування доданків з урахуванням знайдених експериментально коефіцієнтів, то отримаємо значення абсолютного прискорення корпусу давача.

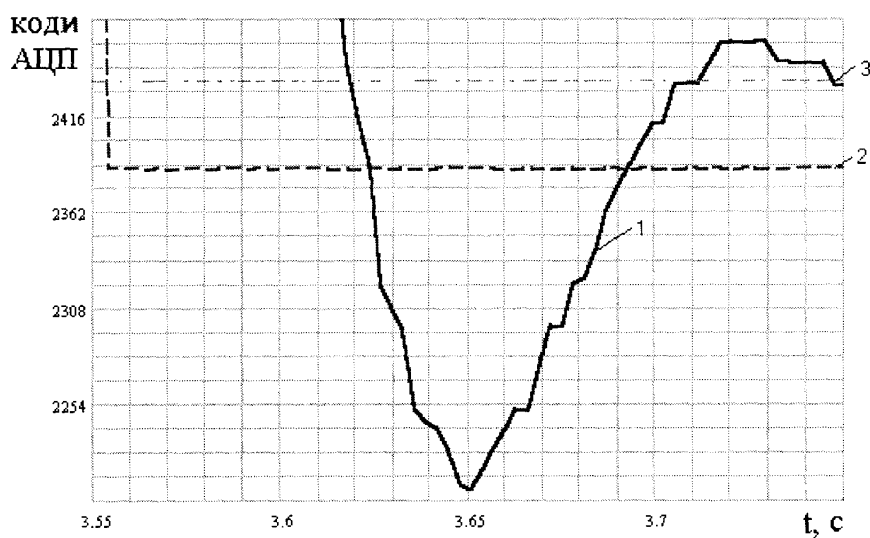
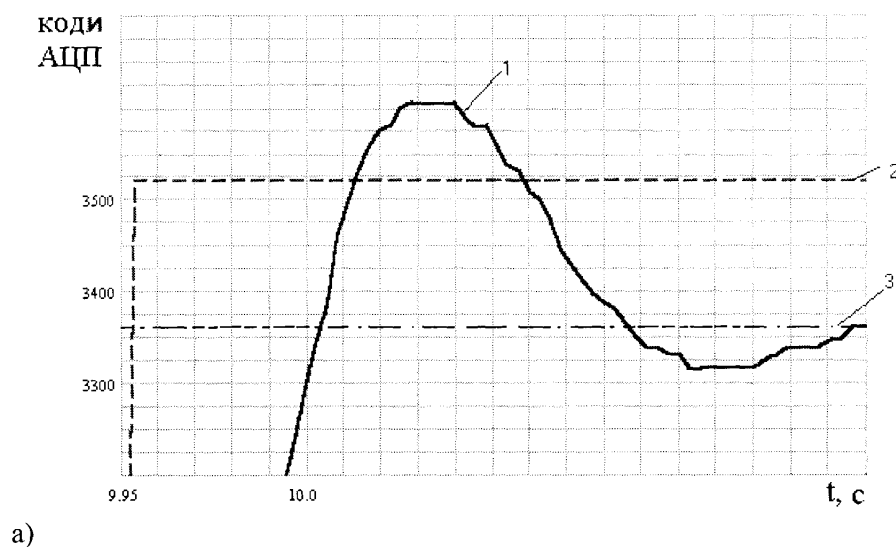
Для реалізації цього підходу було виготовлено установку з потужним соленоїдом, який створює постійне магнітне поле, що впливає на чутливий елемент давача (повзун внутрішнього резистора). Запис проводився на

високошвидкісний цифровий реєстратор з відносною похибкою вимірювань вхідного сигналу не більше 0,025 % від шкали вимірювань (шкала вимірювань - 1 Вольт). Виготовлена установка з використанням соленоїда забезпечує відсутність впливу магнітного поля, яке швидко зникає, на вихідний електричний сигнал через обмотку резистора давача.

Даний метод калібрування МП-95 дає можливість оцінити якість системи загалом із урахуванням внеску кожного елемента, включаючи чутливість за напругою, час наростання, викид на фронті "ударного" імпульсу, негативний викид в кінці імпульсу і всі постійні часу. Кожна з перерахованих величин може накладати певні обмеження на використання вимірювальної системи в конкретних практичних випадках. Перевага даного методу калібрування полягає у відносній легкості його забезпечення, в участі всіх компонентів системи в процесі та відсутності похибок у заданні еталонної механічної дії на корпус давача.

Осцилограми вимірювань зображені на рис. 3.1. Дані по осі ОУ вказані в кодах аналого-цифрового перетворювача, пропорційних вихідному сигналу давача.

З осцилограм, зображених на рис. 3.1, видно, що давач МП-95 має докритичний режим демпфування. Після подачі або зняття напруги на соленоїді повзун створює одне затухаюче коливання і встановлюється в рівноважному положенні, що відповідає величині діючої сили.



1 - динамічний сигнал давача; 2 - імпульс збудження; 3 - стає значення сигналу після згасання коливань

Рисунок 3.1 - Осцилограма а) переднього і б) заднього фронту затухаючих коливань повзуна МП-95

Відповідно до математичної моделі одержані графіки дають змогу визначити відомим у механіці методом резонансн частоту, коефіцієнт дисипації системи, а також запізнення по фазі кожного конкретного давача. Для цього з використанням математичного пакету Mathcad-7 Pro було складено програми з обчислення цих параметрів МП-95 і занесення їх в базу даних бортового комп'ютера [48,80].

3.1.3 Оптимізація складу мобільних вимірювальних систем

Однією з важливих задач, з якими стикається експериментатор для контролю свердловинної штангової насосної установки (ШСНУ) мобільною вимірювальною системою (МВС), є визначення оптимальної кількості давачів на контрольованій ШСНУ.

Рішення цієї задачі повинно задовільняти ряд суперечливих вимог. З одного боку бажано обмежитися можливо меншою кількістю давачів для того, щоб зменшити кількість необхідної апаратури МВС і спростити обробку показів. З другого боку, для отримання максимальної кількості і підвищення точності контролю ШСНУ необхідно підвищувати кількість давачів МВС контролю.

Особливо необхідно визначити оптимальну кількість давачів МВС для контролю свердловинної штангової насосної установки мобільною вимірювальною системою.

Як відомо, поняття якості істотно залежить від способу його використання. Під надійністю ШСНУ маємо на увазі здатність зберігати технічні показники та якість під час експлуатації, тобто це якість, розгорнена в часі. Таким чином, якість ШСНУ – похідна за часом надійності ШСНУ. Надійність ШСНУ пов'язана з тими властивостями, які були в момент його виготовлення чи перевірки перед експлуатацією, або повинні бути [96,118]. Не має сенсу говорити про ненадійність ШСНУ по відношенню до певної дії, якщо властивість захищеності від цієї дії не була врахована при розробці ШСНУ. Тому під надійністю ШСНУ розуміється імовірність безвідмовної роботи протягом заданого проміжку часу. Річ у тому, що, по-перше, багато властивостей механізмів і пристроїв ШСНУ, які впливають на їхню якість, або дуже важко перевірити, або просто неможливо перевірити в результаті руйнівного характеру випробувань. По-друге, недоброякісність механізмів та пристроїв ШСНУ нестабільні. Під час контролю мобільних вимірювальних систем їх значення цілком прийнятні для експлуатації, але потім, після

невеликого часу експлуатації, неприпустимо змінюються. Тому проведення контрольної операції за визначенням степеню придатності механізмів та пристроїв ШСНУ вимагає попередніх спеціальних досліджень за методикою випробувань (контролю) і розробці МВС контролю механізмів та пристроїв ШСНУ [118,124].

Можливі два способи контролю механізмів та пристроїв ШСНУ: за кількісною ознакою (реєструються точні чисельні значення параметрів механізмів та пристроїв ШСНУ) і за якісними ознаками (придатний чи ні механізм (пристрій) ШСНУ). Контроль МВС за якісною ознакою механізмів та пристроїв ШСНУ володіє рядом переваг в порівнянні з контролем за кількісними ознаками. По-перше, він простіший як за об'ємом обчислень і апаратури, так і за методами контролю (перевірки). По-друге, методика, заснована на якісному контролі, не залежить від виду розподілів вимірюваних параметрів механізмів та пристроїв ШСНУ і тому є більш універсальною, тоді, як при контролі за кількісною ознакою передбачається, що контрольовані параметри механізмів та пристроїв ШСНУ мають нормальний розподіл. Як недолік слід зазначити, що при контролі МВС за якісною ознакою використовується лише мала частина інформації, що міститься в МВС, що приводить до необхідності проведення великої кількості вимірювань. Оскільки потрібно своєчасно виявити відхилення, що виникають від нормального ходу процесу якості механізмів та пристроїв ШСНУ, то бажано використовувати всю інформацію, одержану в результаті вимірювань (контролю) МВС. Через це контроль якості механізмів та пристроїв ШСНУ за кількісною ознакою виконує домінуючу роль в методах контролю ШСНУ [124].

Для розв'язання задач про оптимізацію числа і способу розміщення давачів МВС контролю якості ШСНУ використовуємо байєсовський підхід. Цей підхід приводить до логічно несуперечливої постановки задачі контролю якості ШСНУ [16].

Нехай ШСНУ знаходиться в одному з K станів. Нехай випадкова зовнішня силова дія на ШСНУ знаходиться в одному з L станів. Позначимо через N число можливих пар станів механізмів ШСНУ дії на них ($N \leq KL$), а через P_n - апіорна вірогідність цих пар станів. Нехай Q - число вібродавачів МВС контролю, x - область результатів контролю (вимірювань). Виділимо $\{C_{mn}\}$, як матрицю витрат. Елемент C_{mn} відповідає вірному або невірному рішенню пари станів з номером m , коли насправді реалізується пара станів з номером n . Тоді математичне очікування витрат виражатиметься формулою:

$$R = \sum_{m=1}^N \sum_{n=1}^N P_{m/n} P_n C_{mn} + C_1(Q\lambda) + C_2(QT) \quad (3.1)$$

де λ - параметр, що характеризує спосіб розміщення давачів контролю МВС, на ШСНУ(ШПК), $C_1(Q\lambda)$ - витрати, пов'язані з установкою давачів та передачею їх показів в МВС, $C_2(QT)$ - витрати пов'язані з прийомом і обробкою показників давачів в МВС, Q - число вібродавачів МВС контролю, T - інтервал часу, протягом якого знімаються показники давачів МВС.

Значення Q і T , при яких досягається мінімальне значення математичного очікування витрат, дають шуканий розв'язок. Перший доданок у формулі (3.1) із зростанням Q і T зменшується, другий збільшується із зростанням Q , а третій - необмежено зростає із зростанням Q і T . Тому і сума із зростанням Q і T необмежено зростатиме, що означає існування оптимальних значень Q і T .

Якщо не брати до уваги втрати $C_1(Q\lambda)$ і $C_2(QT)$, то завдання для оптимізації кількості і способу розміщення давачів МВС контролю якості ШСНУ не вдається поставити. В цьому випадку може бути поставлене тільки завдання мінімізації, якщо на середнє значення витрат накладене обмеження зверху.

Нами завдання ставиться наступним чином. Вимагається знайти мінімальне число давачів МВС контролю якості ШСНУ, при якій ще виконується обмеження:

$$R \geq \sum_{m=1}^N \sum_{n=1}^N P_{m/n} P_n C_{mn} \quad (3.2)$$

У виразі (3.2) видно неявно використане припущення про те, що час контролю (спостереження) МВС фіксований. Від величини T залежить умовна імовірність $P_{m/n}$. Зокрема, чим більша величина T , тим ближче матриця $P_{m/n}$ до одиничної. Тому, для R обмеження знизу:

$$R \geq \sum_{m=1}^N \sum_{n=1}^N P_n C_{mn} \quad (3.3)$$

Завдання про мінімум числа давачів МВС контролю якості ШСНУ може бути поставлена також в термінах теорії інформації. Вважатимемо МВС контролю якості ШСНУ вимірювальним каналом. Задамо обмеження на втрати інформації в каналі. Завдання ставиться в наступним чином. Вимагається знайти мінімальне число давачів, при якому ентропія не перевищує заданого значення:

$$H = \sum_{m=1}^N \sum_{n=1}^N P_{m/n} \ln P_{m/n} \leq H \quad (3.4)$$

Розглянемо формулу (3.4). Перший доданок може бути зменшений за рахунок підвищення точності контролю якості ШСНУ. Цього можна досягти шляхом поліпшення вибору областей X_n . Наприклад, при виборі цих областей можуть бути використані результати чисельного аналізу механічних властивостей конструкції контрольованого МВС механізму ШСНУ.

Другий доданок може бути зменшений за рахунок мініатюризації давачів МВС, зменшення ваги вузлів, кріплення давачів і т.п.

Третій доданок може бути зменшений за рахунок зміни способу обробки результатів МВС контролю якості ШСНУ. Спрощення способу обробки знижує третій доданок, але може підвищити перший за рахунок зниження точності контролю.

Можлива постановка завдання про отримання оптимального способу обробки контролю якості конкретної ШСНУ. Задача контролю якості ШСНУ МВС розв'язується послідовно на різних рівнях. Відповідно до цього третій доданок може бути розбитий, наприклад, на дві частини. В цьому випадку перша частина відповідатиме втратам при оперативному контролю якості ШСНУ на підставі результатів обробки показників давачів МВС спрощеними методами, а друга частина – втратам при поглибленому контролю якості

ШСНУ МВС. При оперативному контролю якості ШСНУ МВС виявляється доцільним в просторі результатів контролю (спостережень) X виділити область X_{n+1} таку, що при попаданні в неї результат контролю фіксується, а МВС контролю якості ШСНУ переходить на поглиблений контроль параметрів ШСНУ.

Також пропонується нестандартний підхід до вибору оптимального складу мобільної вимірювальної системи для свердловинної штангової насосної установки на основі технологій, що використовуються в космічній галузі [48,66].

Завдання вибору оптимального складу мобільної вимірювальної системи для свердловинної штангової насосної установки при класичній постановці приводить до фільтрації даних за методом найменших квадратів (МНК). У МНК збільшення кількості додаткових вимірювань покращує або, принаймні, не погіршує точність отриманої оцінки. Тому, при великій кількості можливих вимірювань МВС оптимальним є використання всіх його елементів, але при цьому завдання не має розв'язку на всіх скінченномірних векторах вимірювання d .

$$d = \{d_1, d_2, \dots, d_n\},$$

де n - число вимірювань.

Завдання вибору оптимального складу МВС набуває сенсу, коли на вектори d накладаються обмеження за числом використовуваних вимірювань. Вперше таку (некласичну) постановку завдання вибору оптимального складу некорельованих вимірювань при обмеженні їх числа поставив Ельвінг – "завдання Ельвінга" (ЗЕ). У рішенні ЗЕ отримано, що оптимальний склад вимірювань включає m значень \tilde{d}_i ($i = 1, 2, \dots, m$), кожне з яких повторюється n_i разів. У МВС для побудови алгоритму фільтрації ЗЕ використовується метод найменших квадратів.

Розглянемо застосування ЗЕ для вибору оптимального складу МВС при визначенні руху ШСНУ за вимірюваннями пройденого ним шляху $s = a + vt$. Вимірювання проводяться в довільні моменти t . Модельна залежність між

величинами $s(t)$ і вектором $q = \{a, v\}$ визначається вимірюваною функцією. Потрібно вибрати з нескінченної безлічі можливих n вимірювань, що забезпечують досягнення мінімумів дисперсій оцінок \hat{a} і \hat{v} . У ЗЕ існує оптимальний вимірювальний базис, відповідний вимірюванням в моменти $t_1 = t_n$ і $t_2 = t_k$. Знаходимо із ЗЕ відповідні оптимальні кількості вимірювань для моментів t_1 і t_2 :

$$\begin{cases} n_1 = \frac{|t_k|}{|t_k| + |t_n|} n, \\ n_2 = \frac{|t_n|}{|t_n| + |t_k|} n \text{ при } l = a \\ n_1 = n_2 = \frac{n}{2} \text{ при } l = v \end{cases} \quad (3.5)$$

Таким чином, навіть за наявності універсального оптимального вимірювального базису d_m відповідний цьому базису оптимальний розподіл кількостей n_i вимірювань не є універсальним, а залежить від вибору оцінюваного параметра l .

Із залежностей (3.5) видно, що однаковий для визначення обох оцінок \hat{a} і \hat{v} оптимальний склад МВС буде при $t_n = -t_k$. Можна показати, що мінімальні значення дисперсій оцінок \hat{a} і \hat{v} отримані при оптимальному складі МВС:

$$D_{min}(\hat{a}) = \sigma^2/n \times (|t_n| + |t_k|)^2/T^2, \quad D_{min}(\hat{v}) = \sigma^2/n \times 4/T^2, \quad (3.6)$$

де $T = t_k - t_n$ - тривалість мірного інтервалу МВС.

У тому випадку, коли

$$t_n \leq 0, \quad t_k \geq 0, \quad (3.7)$$

вираз (3.6) приймає вигляд

$$D_{min}(\hat{a}) = \sigma^2/n, \quad (3.8)$$

Тобто, не залежить від часу t_n і t_k . Пояснюється це тим, що величина a визначає положення ШСНУ у момент $t = 0$. В цьому випадку оптимальним (з погляду визначення оцінки \hat{a} є проведення всіх вимірювань при $t = 0$, що безпосередньо приводить до виразу (3.8). Проте при такому складі МВС величина v не визначається.

У тому випадку, коли обидві залежності (3.7) є строгі нерівності, то, зосередивши всі вимірювання на обох кінцях інтервалу, отримаємо оптимальне значення $D(\hat{a})$ при одночасному визначенні оцінки \hat{v} .

Таким чином, є випадки, при яких оптимальний склад МВС, відповідний деякому оцінюваному параметру ШСНУ l , виявляється неповним і не дозволяє визначити всі складові вектора q . Це має місце, коли деякі з елементів рядка Xm коефіцієнтів алгоритму фільтрації ЗЕ перетворюються в нулі.

Порівняємо дисперсії $D_{min}(\hat{a})$ і $D_{min}(\hat{v})$, отримані у МВС при оптимальному виборі n вимірювань із значеннями $D_{рав}(\hat{a})$ і $D_{рав}(\hat{v})$, які відповідають рівномірному розподілу часу вимірювання МВС. З виразів (3.6) і (3.8) знаходимо, що при достатньо великому n :

$$\begin{cases} D_{рав}(\hat{a}) \approx 4D_{min}(\hat{a}) \\ D_{рав}(\hat{v}) \approx 3D_{min}(\hat{v}) \end{cases} \quad (3.9)$$

З виразу (3.9) видно, що оптимальний склад МВС забезпечує точність в порівнянні з рівномірним розподілом.

Вважаємо мірний інтервал МВС симетричним відносно початку відліку часу в МВС:

$$-T \leq t \leq T,$$

де, $T = 1/2(t_n - t_k)$. В якості оцінюваного параметру ШСНУ l , приймемо швидкість устьового штоку v . Тоді:

$$q = \{a, v\}, \quad \delta 1 = t, \quad \delta 2 = l. \quad (3.10)$$

Використовуємо вище наведене розв'язання ЗЕ для ШСНУ, згідно якому оптимальний час t_1 , t_2 і відповідні числа n_1 і n_2 вимірювань МВС визначаються рівністю:

$$t_1 = -T, \quad t_2 = T, \quad n_1 = n_2 = n/2 \quad (3.11)$$

виразів (3.10), (3.11) і матриці ЗЕ для фільтрації згідно методу найменших квадратів [66] знаходимо, що:

$$v_1 = 1, \quad v_2 = 0, \quad x(t) = t^2 \quad (3.12)$$

Таким чином, характеристика щільності вимірювань $x(t) = t^2$ є параболою. З виразу (3.12) випливає, що при оптимальному розподілі вимірювань в МВС їх загальна кількість n має бути поділена на дві рівні групи, розміщені з максимальною щільністю по краях мірного інтервалу T .

З дослідженням, проведеним в роботі [67] точність від використання отриманого оптимального розподілу вимірювань МВС в порівнянні з рівномірним розподілом в МВС збільшується.

Вище нами було розглянуто завдання вибору оптимального складу МВС за умови мінімізації деякої характеристики точності оцінки заданого скалярного параметра ШСНУ l . У тому випадку, коли потрібна точність оцінки декількох скалярних параметрів ШСНУ, кожному з них буде відповідати свій оптимальний склад МВС. У зв'язку з цим виявляє інтерес вибір універсального складу МВС, що оптимізує одночасно точність оцінки декількох параметрів, створюючих вектор $l = \{l_1, l_2, \dots, l_k\}$.

У теорії оптимального планування експериментів для цієї мети використовуються різні універсальні критерії оптимальності [68,69], на основі яких вирішується завдання вибору складу МВС. Недоліком цих критеріїв є те, що вони не завжди характеризують точність оцінки параметрів, що цікавлять дослідника параметрів ШСНУ.

Вдалим, на наш погляд, є універсальний критерій оптимальності, використаний в роботі В. Г. Ершова [70]. При цьому визначається мінімальна кількість вимірювань

$$D(\hat{l}_i) \leq \sigma_i^2, \quad i = 1, 2, \dots, k, \quad (3.13)$$

де σ_i^2 – задане позитивне число.

У роботі [70], завдання вибору оптимального складу вимірювань по цьому критерію розглядається при постановці ЗЕ. При цьому доведено, що в кількості оптимальних складів вимірювань є принаймі один, відповідний проведенню різних вимірювань, кожне з яких повторюється n_i разів. При цьому:

$$\gamma = [m(m+1) - (m-r)(m-r+1)]/2 \quad \sum_{i=1}^r n_i = n \quad (3.14)$$

де, $r = D_{\text{max}}(\hat{v})/D_{\text{min}}(\hat{v})$

Легко переконатися, що при $r=1$ $\gamma = m$, це відповідає результату, отриманому при вирішенні ЗЕ.

3.1.4 Обробка результатів досліджень

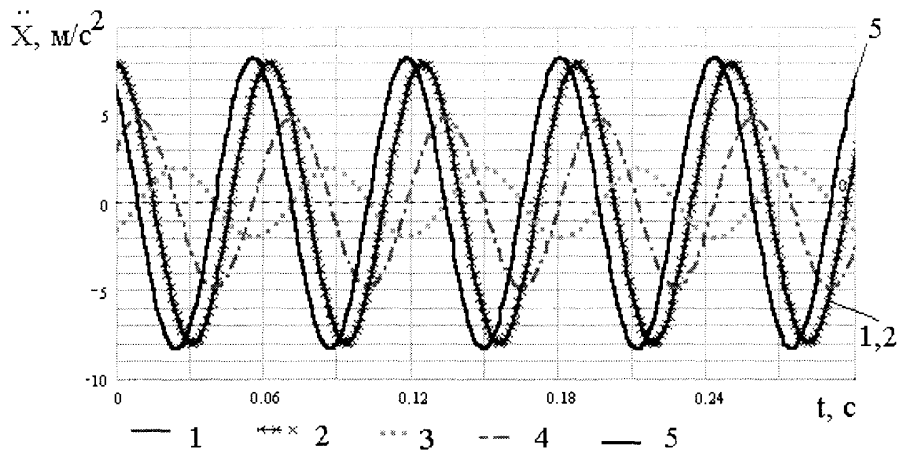
Чітке виконання експерименту є головною умовою успіху дослідження. Не менш важливим є обробка результатів.

Комп'ютерна високошвидкісна реєстрація вихідного сигналу МП-95 дає можливість автоматично виконувати одно і двократне диференціювання за часом вихідного сигналу МП-95, причому похідні від вихідного сигналу розраховуються шляхом чисельного диференціювання даних, одержаних шляхом високошвидкісної цифрової реєстрації з попереднім згладжуванням.

Результати порівняння враховуються у вигляді зміни знаку в остаточному значенні розрахованого миттєвого лінійного прискорення корпусу виробу (числом, одержаним для зарезонансної зони і дорезонансної зони). Таким шляхом досягається розширення області застосування МП-95 з діапазоном $\pm 1,5g$ на весь робочий діапазон частот і амплітуд віброприскорень деталей редуктора верстата-гойдалки [6,21].

З характеру амплітудно-частотних характеристик (АЧХ) видно, що в зарезонансній зоні відбувається значне зниження амплітуди вихідного сигналу до 5 разів, відповідного одному і тому ж амплітудному значенню віброприскорення корпусу МП-95 (зона роботи виробу в режимі вібрографа). Якби в цій зоні застосовувалася традиційна формула тарування давача за 1-м ступенем вихідного сигналу, то одержана при цьому похибка вимірювання лінійного прискорення досягала б такого ж значення. Повна диференціальна тарувальна формула і в цьому діапазоні дає точне значення (рис.3.2) коливань корпусу виробу. Це означає, що якщо навіть фактичні значення лінійних віброприскорень деталей редуктора, які завжди супроводжуються щонайвищими частотами віброударного режиму під час руху, можуть перевищувати межі вимірювання $\pm 1,5g$ ($\pm 14,72 \text{ м/с}^2$) [21]. У цьому випадку динамічне значення вихідного сигналу МП-95 буде набагато меншим, ніж статичне (дорезонансне), відповідне даній великій амплітуді і все ще знаходитиметься в межах вимірювання його електричного діапазону. При

цьому точне значення миттєвого лінійного прискорення корпусу МП-95 буде визначене розрахунковим шляхом за повною динамічною формулою. Це також дає можливість значного розширення зони застосування МП-95 з діапазоном $\pm 1,5g$ на широкий спектр реальних вібрацій редукторів.



1 - сигнал відновлений за динамічною тарувальною формулою; 2 - тестовий синусоїдальний сигнал; 3 - сигнал відновлений за статичною тарувальною формулою; 4 - складова сигналу пропорційна першій похідній; 5 - складова сигналу пропорційна другій похідній

Рисунок 3.2 - Відновлення сигналу МП-95 із застосуванням диференціальної функції

З наведених графіків видно, що необхідність статичного і динамічного тарування всіх давачів МП-95 системи з подальшим записом в базу даних комп'ютера обумовлена ще і тим, що однакові прискорення, що впливають послідовно в різних точках площини вимірювань вимірювальної системи, тільки в тому разі даватимуть однакові значення, що заміряються, якщо градуювальна крива кожного окремого вимірювального давача характеризується відомою залежністю, а градуювальні криві вимірювальних давачів за однакової чутливості формувача сигналу подібні.

Крім того, для деяких типів редукторів верстатів-гойдалок частота віброударної взаємодії потрапляє в закритичну область власних частот давача даної модифікації. Тому необхідно вивести відповідну диференціальну залежність і провести динамічне тарування кожного давача.

розроблений метод тарування апаратури, відрізняється від існуючих тим, що із застосуванням динамічної тарувальної функції забезпечує точність до 7-9% кожного екземпляра МП-95 в робочому діапазоні частот коливань.

Тільки так давачі відповідатимуть висунутим вимогам, і їх буде можливо розглядати як єдину систему. Оскільки за великого діапазону падає чутливість, то щоб компенсувати це падіння чутливості необхідно застосовувати підвищену напругу живлення резистивних давачів (МП-95 допускає напругу до 6,3 В).

Рівень вібрації вимірювався на ділянці корпусу підшипника привідного вала та, в трьох взаємно перпендикулярних напрямках, два з яких лежать в площині, перпендикулярній до вісі обертання вала, особливо в горизонтальному та вертикальних напрямках. Оскільки вібродавач має можливість кріпитися до корпусу редуктора за допомогою магнітної системи, тому немає необхідності стаціонарної установки декількох вібродавачів у всіх вибраних контрольних точках.

Вимірювання вібраційних характеристик проводиться за допомогою інформаційно-вимірювальної системи, що містить п'єзоелектричний перетворювач, підсилений вихідний сигнал якого подається на лінійний вхід плати вводу аудіосигналу (звукової плати) ноутбука (рис.3.3). Запис сигналу здійснюється за допомогою програми CoolEdit Pro 2.1 з частотою дискретизації 44100Гц та роздільною здатністю 16 біт/відлік.

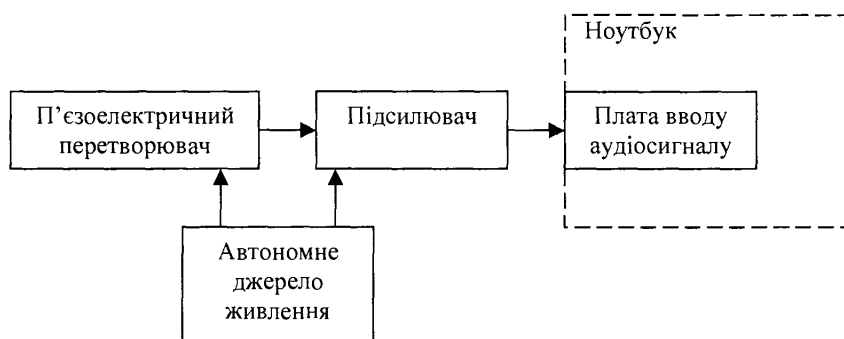


Рисунок 3.3 - Структурна схема системи вимірювання вібраційного сигналу

Обробка записаних сигналів з вібродавача проводилася з використанням програмного продукту WaveLab 3.0 [140], спеціально

розробленого для роботи з акустичними сигналами. Він має широкі можливості з перетворення, фільтрації та аналізу частотних спектрів записаних реалізацій вібросигналів.

3.2 Аналіз вібраційних характеристик редукторів різних типів в промислових умовах

Проведені діагностичні обстеження на трьох свердловинах НГВУ “Долинанафтогаз”, обладнаних СШНУ:

- св. №40-Д з верстатом-качалкою UP-12Т
(редуктор R-55 після ремонту)
- св. №246-Д з верстатом-качалкою UP-12Т
(редуктор R-55 після 8 років експлуатації)
- св. №58-ПД з верстатом качалкою СК-8
(редуктор Ц2НШ-750Б після 8 років експлуатації)

Редуктор R-55 має евольвентне зачеплення, а редуктор Ц2НШ-750Б - зачеплення Новікова (ОСТ 26-02-1200-75 та ТУ 26-16-5-76).

Свердловини №40-Д та №246-Д обладнані верстатами-качалками однакового типу, з однаковими робочими параметрами (кількість качань за хвилину, маса і розташування зрівноважуючих вантажів) та розташовані на невеликій відстані одна від одної (тому схожими є механічні параметри підземного обладнання та фізичні характеристики пласта і рідини, що видобувається), що гарантує достатньо високу подібність характеру навантаження редукторів, тому порівняння вібраційних характеристик в даному випадку дозволяє коректно визначити вплив часу напрацювання редуктора R-55 на його вібраційний стан.

Технічні характеристики редукторів R-55 та Ц2НШ-750 наведені в таблиці 3.1.

Однаковий час напрацювання для редукторів свердловин №246-Д та №58-ПД в приблизно однакових умовах дозволяє також провести порівняння

вібраційних характеристик редукторів з різними типами зачеплення.

Таблиця 3.1 - Технічні характеристики редукторів верстатів-качалок

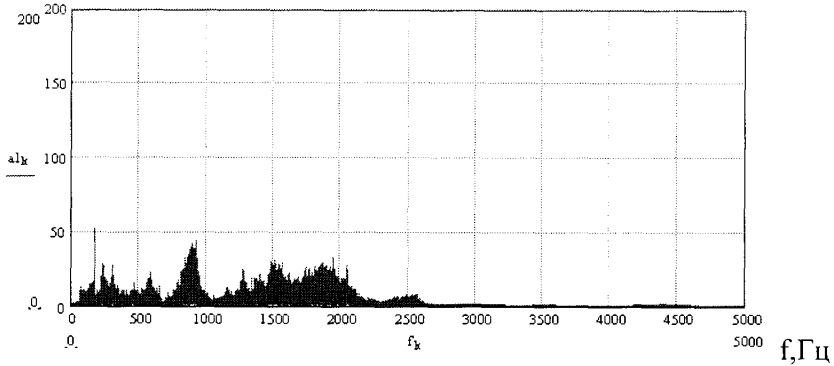
Показники	R-55	Ц2НЩ-750Б
Найбільший крутний момент, кНм	55	40
Норм. модуль :		
I ступеню	5,114	5,000
II ступеню	6,749	8,000
Число зубів шестерні:		
I ступеню Z_1	20	15
II ступеню Z_3	27	15
Число зубів колеса:		
I ступеню Z_2	130	94
II ступеню Z_4	150	89
Торцевий модуль:		
I ступеню	6	-
II ступеню	8	-
Кут I / II ступені	$31^\circ/32^\circ$	-
Передавальне число	36,100	37,180
Об'єм масляної ванни, л	200	150
Маса, кг	4450	2820

Давач під час тестування встановлювався на корпус редуктора поблизу вхідного вала. Середня частота обертання вхідного вала редукторів R-55 та Ц2НЩ-750Б складала під час проведення віброобстежень відповідно: $f_{\text{вх}} = 3,9$ Гц та $f_{\text{вх}}' = 3,53$ Гц.

Обробка результатів проводилась в середовищі MathCad. Спектри будувались на основі вибірки довжиною біля 1млн. значень, що дозволяє досягти роздільної здатності по частоті біля 0,04Гц. Отримані спектральні

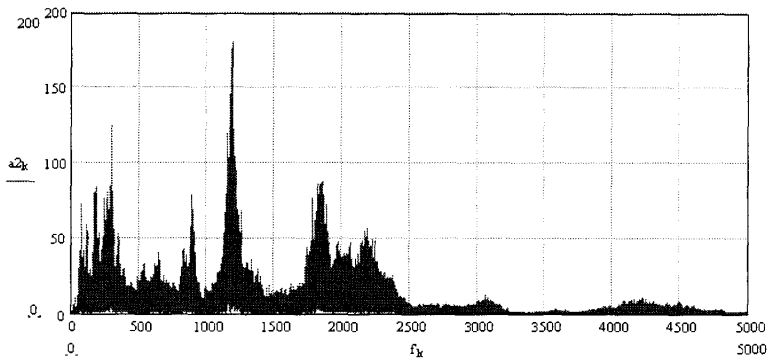
характеристики вібраційного сигналу редукторів, наведені на рис.3.4, свідчать про суттєве підвищення рівня вібрації практично в усьому діапазоні частот для зношеного редуктора R-55 в порівнянні з недавно відремонтованим.

А



А

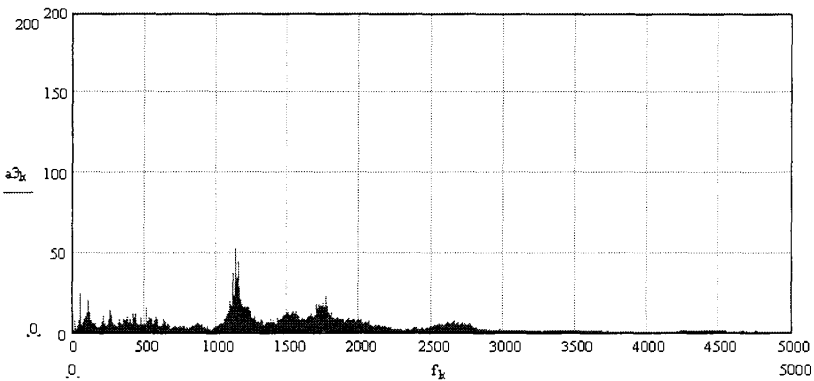
а)



б)

f,Гц

А



в)

f,Гц

а – R-55 (св. №40-Д), після ремонту; б – R-55 (св. №246-Д), зношений; в
– Ц2НШ-750Б (св. №58-ПД), зношений

Рисунок 3.4 - Спектри вібрації редукторів СШНУ

Також спостерігається велика різниця між амплітудами вібрації редукторів з евольвентним зачепленням та зачепленням Новікова, яка досягає 3...3,5 разів. Однак складний характер спектру сигналів потребує більш детального їх дослідження з врахуванням будови і принципу роботи всієї наземної частини верстата-качалки.

Спектр вібросигналу зубчастої передачі, яка перебуває в задовільному технічному стані, зазвичай, містить складові на частотах обертання вхідного та вихідного валів, а також складову на частоті зачеплення [48,49,45].

Редуктори верстатів-качалок є двоступеневими передачами, де генеруються дві частоти зачеплення f_{31} та f_{32} :

для редуктора R-55

$$f_{31} = 20 f_{\text{вх}} \text{ та } f_{32} = \frac{Z_3}{i_1} f_{\text{вх}} = \frac{20}{130} \cdot 27 f_{\text{вх}} ,$$

для редуктора Ц2НШ-750Б

$$f_{31}' = 15 f_{\text{вх}}' \text{ та } f_{32}' = \frac{Z_3'}{i_1'} f_{\text{вх}}' = \frac{15}{94} 15 f_{\text{вх}}' ,$$

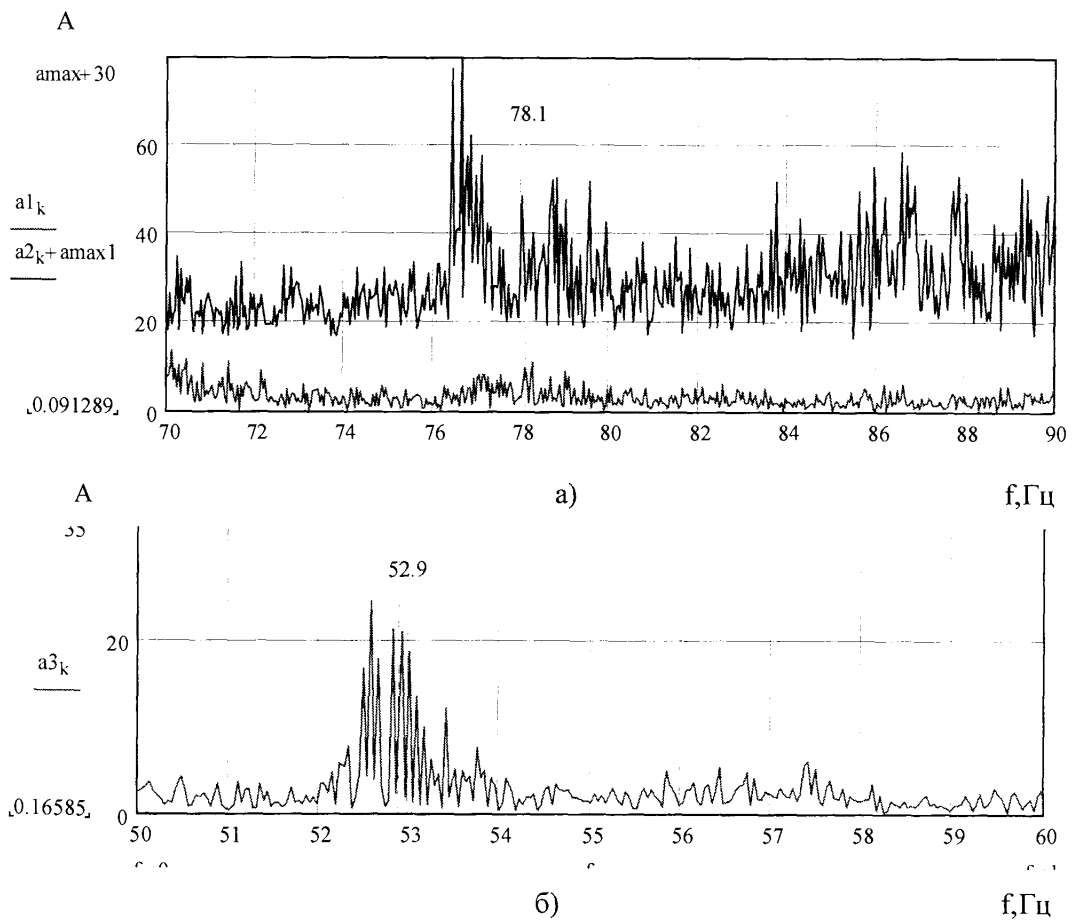
де i, i_1' – передавальне відношення I ступені, z_3, z_3' – кількість зубів шестерні II ступені.

Таким чином, для редуктора R-55 частоти зачеплення складають $f_{31} = 78,1$ Гц та $f_{32} = 16,3$ Гц, а для редуктора Ц2НШ-750Б – відповідно $f_{31}' = 52,9$ Гц та $f_{32}' = 88,5$ Гц.

Дослідження отриманих спектрів в діапазонах, близьких до частот зубозачеплення, дозволяє виявити виражені максимуми на частоті f_{31} (рис.3.5).

На рис.3.5а спектри для нового і зношеного редуктора наведено на одному графіку. Для нового редуктора максимум не досить чітко виражений і має невелику амплітуду, на відміну від зношеного. Привертає увагу деяка «розмитість» максимуму по смузі частот 76,2...80,1 Гц. Слід зауважити, що для асинхронних двигунів, які використовуються в приводі верстатів-качалок, частота обертання слабо залежить від навантаження на валу [50,51]. На протязі періоду качання, що відповідає одному оберту вихідного валу

редуктора, навантаження суттєво відрізняється для першого півперіоду (хід вниз – колона штанг розвантажена) та другого півперіоду (хід вгору – колона штанг навантажена вагою стовпа нафти всередині колони НКТ), що, очевидно, відповідає двом швидкостям обертання двигуна і відповідно двом «горбам» на частотній характеристиці зліва і справа від середньої частоти зубозачеплення. Також в обох випадках для зношених редукторів спостерігаються бокові смуги, віддалені від частот зубозачеплення на частоту обертання вихідного валу редуктора, та, менш виражено – на частоту обертання проміжного валу. Як відомо [45], наявність таких бокових гармонік є ознакою дефекту зубчастого колеса, що обертається з відповідною частотою (в даному випадку вихідного та проміжного валів). У випадку редуктора Ц2НШ-750Б це підтверджується і часовою діаграмою вібросигналу, де чітко видно ударні імпульси, що слідують із частотою обертання вихідного валу (рис.3.6).



а – R-55; б – Ц2НШ-750Б

Рисунок 3.5 - Спектри вібросигналів на частоті зубозачеплення



Рисунок 3.6 - Вібросигнал редуктора Ц2НШ-750Б

Окрім частоти зубозачеплення в спектрі вібросигналу наявна велика кількість «піків» і «горбів», на перший погляд, незрозумілого походження. Причиною їх наявності є коливання всіх елементів конструкції верстата-качалки на власній частоті кожного з елементів під дією ударних імпульсів [45], причому, як свідчать проведені дослідження [52], вібрація окремих елементів верстата-качалки і навіть підземної частини ШГНУ (редуктор, кривошип, опора, балансир, полірований шток штангової колони), виявляє кореляцію порядку 0,48...0,54. Максимальний вклад у вібрацію, виміряну на корпусі редуктора, окрім власних коливань валів зубчастих передач, вносять в першу чергу власні коливання підшипників, а також, імовірно, шківів клинопасової передачі, та, меншою мірою, всіх інших перелічених елементів.

Окремо слід виділити частотну смугу 1100-1800Гц, в якій виявляються широкі максимуми в спектрі вібрації. Згідно [53], ця смуга частот відображає процеси тертя між елементами конструкції підшипників, причому при погіршенні умов тертя внаслідок потрапляння механічних домішок у мастило (що зумовлено зносом елементів) амплітуда спектральних складових суттєво збільшується. В даному випадку можна спостерігати таку смугу частот в області 1100...1300Гц для зношених редукторів обох типів, в той час як для нового редуктора R-55 суттєво виражений максимум відсутній.

Аналіз вібраційних характеристик редукторів різних типів свідчить, що загальний рівень вібрації для редуктора з зачепленням Новікова в даному випадку є суттєво меншим, що свідчить про його високу експлуатаційну надійність. В добре приробленому зачепленні Новікова зуби торкаються по лінії, завдяки тому, що приведений радіус кривизни в перерізі,

перпендикулярному до лінії контакту, в багато раз (~ 100) перевищує приведений радіус кривизни евольвентної передачі. При цьому зростає площа плями торкання зубів, що і забезпечує більшу несучу здатність зачеплення Новікова. Проте технологія виготовлення зубчастої передачі з зачепленням Новікова складніша і потребує високої точності. В практиці експлуатації редукторів верстатів – качалок спостерігались їх масові відмови через низьку точність виготовлення. В останні роки було опубліковано ряд статей, в яких дискутуються переваги і недоліки зачеплення Новікова [54-57] та доцільність його використання в різних галузях промисловості. З дискусії на сторінках і форумі сайту журналу «Редуктори і приводи» (<http://www.reduktor-news.ru/forum/>) можна зробити висновок, що за умови дотримання належної технології виготовлення та з використанням деяких вдосконалень дане зачеплення дійсно має ряд переваг над евольвентним (підвищена контактна міцність, менші маса і розміри при однаковій потужності, зниження шуму та ін.), хоча більшість із них суттєві, наприклад, для авіаційної техніки, для якої первісно подібні редуктори і розроблялися. Тим не менше частина заводів СНД продовжує виготовляти редуктори з зачепленням Новікова для верстатів-качалок поруч із редукторами з евольвентним зачепленням.

Проведені дослідження дозволяють зробити висновок, що підвищення достовірності діагностування редукторів верстатів-качалок можна досягти шляхом врахування при спектральному аналізі вкладу власних коливань всіх елементів конструкції ШГНУ та особливостей її роботи, що спричиняють нестационарність вібросигналу на протязі періоду качання.

3.3 Застосування вібродіагностики під час стендових випробовувань редукторів

3.3.1 Вплив вібрації на зносостійкість та довговічність деталей редуктора

Циклічні навантаження, які створюють коливання в зубчастих передачах ведуть до збільшення контактних напружень та напружень згину зубів коліс, а також до втомного руйнування валів. Внаслідок коливань в матеріалі вінців зубчастих коліс виникають напруженням згину, що приводить до втомленого їх руйнування та виходу з ладу передачі.

Розглядаючи динамічні процеси в зубчастій передачі, слід зазначити особливий різновид збудження і резонансні коливання, які в більшості випадків недооцінюють під час проектування і не враховують під час розрахунків. Динаміка зубчастих передач визначається резонансним станом в системі між вимушеними коливаннями. Під час зміни обертів редуктора завжди можливе співпадання частот збудження з частотою власних коливань. Таке співпадання частот і довготривала робота передачі на цих режимах практично призводить до руйнування в елементах конструкції коліс і вузла в цілому [33,34].

Найбільш інтенсивні механічні коливання виникають у передачах з прямозубими колесами від циклічних помилок зачеплення. Для передач з косими і шевронними зубами рівень вібрації від тих самих помилок зачеплення значно нижче. Зближення зубчастих коліс в понад допустимих межах може також стати джерелом збудження коливань.

Прагнення зменшити масу і розміри коліс призводить до створення ажурних форм їх тіла і зменшенню частот власних коливань ступиці і вінця. В результаті зростає можливість виникнення резонансних коливань ступиці і вінця колеса під час впливу кінематичного збудження через похибки в зачепленні або силового збудження.

Точне визначення ще на стадії проектування резонансних режимів, динамічних амплітуд для цих режимів і зниження їх інтенсивності є ефективним способом підвищення надійності роботи передач у відношенні щодо зниження динамічних явищ і підвищення несучої властивості зубчастих передач [26,33,34].

Після ремонту або виготовлення редуктора, в процесі випробовування необхідно реєструвати вібрацію обладнання, так як вона характеризує його стан та негативно впливає на сам редуктор та на інше обладнання, яке працює в парі з ним, а також на здоров'я обслуговуючого персоналу. Норми на допустимі вібрації регламентують галузеві стандарти та технічні умови [42-43,45]. Результати стендових вібраційних обстежень (рис.3.6-3.7) можуть служити основою для висновку про якість виконаного ремонту редуктора, а періодичний контроль технічного стану редуктора в промислових умовах дасть можливість його діагностування та зняття його з подальшої експлуатації з метою виконання наступного капітального ремонту.

Висота зубця частоти на спектрі залежить від багатьох факторів, основними з яких є:

- якість виготовлення зубчастої пари;
- якість, рівень та чистота мастильного матеріалу;
- навантаження зубчастої пари крутним моментом, який передається від електродвигуна до виконавчого механізму.

У випадку для зношених редукторів (рис.3.7) спостерігаються бокові смуги, віддалені від частот зубозачеплення на частоту обертання вихідного валу редуктора, та, менш виражено – на частоту обертання проміжного валу. Як відомо [45], наявність таких бокових гармонік є ознакою дефекту зубчастого колеса, що обертається з відповідною частотою (в даному випадку вихідного та проміжного валів).

Зсув по частоті між основною пікою зубозачеплення і боковою гармонікою свідчить про те, яке зубчасте колесо має дефект. Якщо зсув рівний оберненій частоті вхідного валу, – дефект знаходиться на ньому.

Якщо зсув рівний оберненій частоті вихідного вала, тоді дефект знаходиться на ньому. Деколи мають місце бокові полоси від обидвох валів, при цьому найбільш дефектним буде той вал, бокові гармоніки якого будуть мати більшу амплітуду.

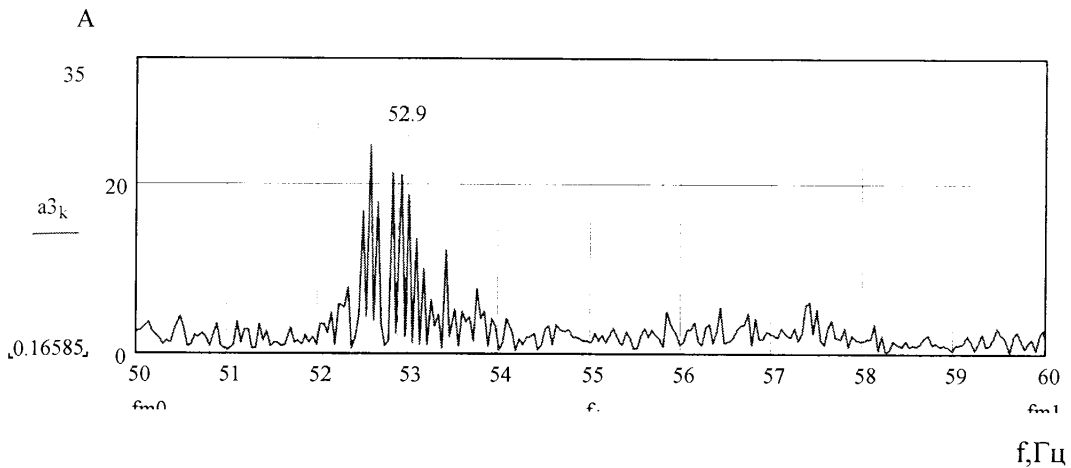


Рисунок 3.7 - Спектри віброцигналів на частоті зубозачеплення редуктора Ц2НШ-750Б (частота зубозачеплення колеса – 52,9 Гц)

Бокові гармоніки в спектрі вібрації зубчастої пари виникають через дві причини. По-перше, під час проходження дефекту через зону контакту зубів у віброцигналі спостерігається різке збільшення амплітуди. Цей імпульс у віброцигналі повторюється через час пропорційний одному оберту шестерні з дефектним зубом. По-друге, під час проходження дефекту через зону контакту зубів вихідного вала, що обертається, дуже мале загальмовування, а потім таке ж прискорення. В іншому випадку, спочатку може бути прискорення, а потім гальмування. На спектрі в одному та іншому випадку виникають бокові, частіше всього симетричні зубці поряд з частотою зубозачеплення, зсунуті на частоту повторення такого процесу. Якщо бокові гармоніки справа і зліва різняться за амплітудою, це свідчить про різну інтенсивність процесів гальмування і прискорення в момент проходження дефекту через зону контакту зубів передачі.

Якщо дефект знаходиться на вхідному валі, то процес проходження дефекту через зону зубозачеплення відбувається через один оберт цього вала, і зсув бокових гармонік відносно гармоніки зубозачеплення пропорційний

оберненій частоті вхідного вала. Якщо дефект знаходиться на вихідному валі, зсув бокових гармонік буде дорівнювати оберненій частоті вихідного вала.

На перших етапах розвитку дефектів зубозачеплення частота зубозачеплення і бокові гармоніки, які є синхронними компонентами, містять в собі практично всю потужність вібросигналу. Протягом свого розвитку дефект стає більш нестационарним, розподіленим за частотою, виникає багато процесів, які ведуть до «розмитості» потужності вібросигналу на спектрі в проміжках між частотою зубозачеплення і боковими гармоніками. У вібросигналі починають переважати асинхронні компоненти [32].

Виникає процес, коли синхронні компоненти не ростуть, а додаткова потужність від дефекту концентрується в асинхронних гармоніках. Так відбувається до того часу, поки асинхронні гармоніки не зрівняються за амплітудою із синхронними. Це відбудеться в момент повної деградації зубчастої пари, коли замість процесів тертя в зубчастому спряженні, будуть виникати тільки динамічні удари.

Тріснутий або зламаний зуб зубчастої передачі – це вагомий дефект. На спектрі вібрації зубчастої пари з тріснутим зубом та у випадках при наявності надщербленого (чи зношеного) зуба, буде багато різних гармонік. Такі дефекти визначити за спектром вібросигналу важко, тому що спектр буде перевантажений асинхронними гармоніками. На спектрі видно, що стан редуктора незадовільний, але причину виявити важко.

Стан зубчастої пари з такими дефектами є небезпечним. Такі дефекти ведуть до значного збільшення загального рівня вібрації редуктора. В даному випадку при невеликій швидкості обертання валів удари через дефектний зуб будуть відчуватися чітко без приладів. В редукторі з підозрою на такий дефект необхідно зареєструвати та проглянути форму тимчасового сигналу вібрації зубчастої пари. Після виявлення такого роду дефектів слід негайно зняти з експлуатації такий редуктор. В разі подальшої експлуатації можуть бути пошкоджені і інші деталі обладнання та складові ШСНУ.

Проводилися віброобстеження на моделі редуктора з колесом, яке мало 24 зубці та один надщерблений зуб (рис.3.8). Можна відмітити, що частота зубозачеплення та її друга гармоніка домінують на спектрі. Порівняння амплітуд віброприскорень нового та надщербленого (чи зношеного) зубця дасть змогу діагностувати редуктор за критерієм рівня вібрацій.

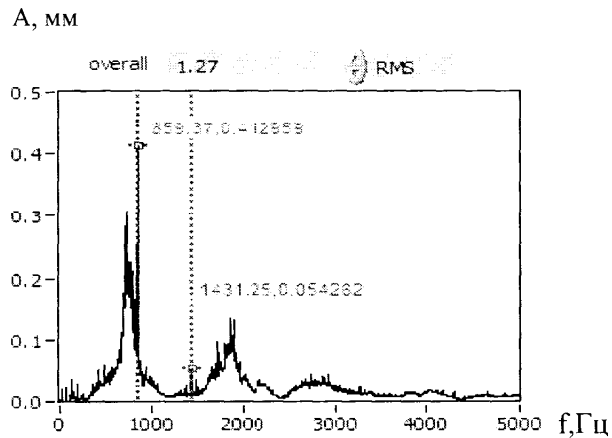


Рисунок 3.8 - Спектр віброприскорень редуктора з надщербленим зубом

3.3.2 Вплив навантаження верстата-гойдалки на вібраційні характеристики редуктора

Амплітуда гармонік в спектрі, які виникають через вібрацію зубчастих пар, в значній мірі залежить від навантаження, що передається зубчастою парою. На холостому ході редуктора гармоніки від зубозачеплення майже не реєструються. Із збільшенням зусилля, що передається редуктором, збільшується вібрація зубозачеплення. Така особливість роботи зубчастої пари для виявлення зміни стану вимагає по можливості проведення вимірювань при однаковому, бажано великому навантаженні. Якщо навантаження є незначним – дефекти можуть не виявлятися. Якщо виміри, які різняться за часом проведення, будуть виконані з різними навантаженнями редуктора – такі заміри непридатні для порівняння та для пошуку змін, що виникають в редукторі.

Дефект зубчастої передачі потрібно діагностувати не за величиною основного зубця частоти зубозачеплення, а за боковими гармоніками, по

відношенню їх до основної гармоніки. Це пояснюється тим, що зубець частоти зубозачеплення залежить від навантаження, яке передається зубчастою парою, а амплітуди бокових гармонік дещо менше залежать від навантаження. В меншій мірі залежить від навантаження редуктора, співвідношення амплітуд бокових гармонік з величиною основної гармоніки зубозачеплення.

Визначення рівня вібрацій редуктора в залежності від навантаження (100, 300 та 500 Н) та для різного часу напрацювання (0, 10, 140, 305 та 530 годин) було проведено на дослідній стендовій установці (рис.2.1). Вібраційний сигнал вимірювався на корпусі редуктора біля підшипника вихідного валу за допомогою інформаційно-вимірювальної системи, що містить п'єзоелектричний перетворювач, підсилювач, автономне джерело живлення та ноутбук. Обробка сигналів здійснювалася в середовищі Mathcad. Залежність впливу амплітуди від навантаження на частоті зубозачеплення швидкохідного валу приведені в таблиці 3.2.

Згідно проведених досліджень будуюмо тренди пікових значень амплітуди гармонік частоти зубозачеплення швидкохідного валу (рис.3.9).

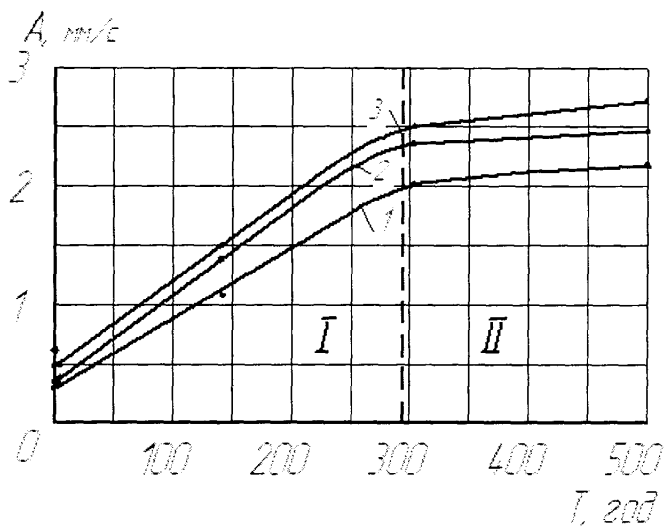


Рисунок 3.9 - Тренди пікових значень амплітуди гармонік частоти зубозачеплення швидкохідного валу в залежності від навантаження (1- 100Н, 2-300Н та 3-500Н)

Таблиця 3.2 - Пікові значення амплітуди на частоті зубозачеплення швидкохідного вала при зміні навантаження та тривалості роботи редуктора

Навантаження, Q, Н	Час напрацювання, t, год	Частота зубозачеплення, f, Гц	Амплітуда зубозачеплення, A, мм/с
100	0	62,6	0,273
	10	62,8	0,289
	140	64,7	1,156
	305	64,2	2,002
	530	63,21	2,250
300	0	67,8	0,308
	10	67,47	0,325
	140	64,55	1,352
	305	64,62	2,354
	530	67,04	2,450
500	0	67,47	0,484
	10	67,86	0,496
	140	64,74	1,512
	305	67,04	2,520
	530	62,0	2,750

Із графіка можна зробити висновок, що навантаження безпосередньо впливає на значення амплітуди зубозачеплення, тобто із збільшенням навантаження в точці підвішування штанг, зростає значення амплітуди на частоті зубозачеплення. Через однаковий проміжок часу напрацювання амплітуда зубозачеплення є більшою із збільшенням навантаження. Також із збільшенням часу напрацювання редуктора зростає значення амплітуди. Протягом періоду від 0 до 300 годин (рис.3.9) відбувається значне зростання амплітуди, тобто відбувається припрацювання деталей редуктора. Після

початкового періоду припрацювання настає відносно довготривалий етап помірного зношування, тому після 300 годин напрацювання редуктора значення амплітуди зубозачеплення зростає повільно, а отже, редуктор на даний час працює в режимі нормального зношування.

3.3.3 Вплив тривалості роботи верстата-гойдалки на вібраційні характеристики редуктора (в період припрацювання, нормальні роботи та катастрофічного зношування)

При тривалій роботі машини зміну її стану фіксують на основі збору та обробки статистичної інформації про параметри вібрації. На практиці часто використовують як діагностичний параметр дисперсію рівня вібрації. Норми на допустимі рівні вібрації для окремих видів механізмів і машин стандартизовані, однак подібна стандартизація викликає складності для редукторів, оскільки рівень їхньої вібрації значною мірою залежить від навантаження та швидкості обертання вала, тому більш прийнятною є процедура порівняння спектру вібросигналу, виміряного на діагностованому обладнанні, із спектром вібросигналу, виміряного раніше на цьому ж обладнанні, або на гарантовано справному обладнанні з аналогічними характеристиками і режимами роботи [34].

Проведення вібраційної діагностики в процесі експлуатації редукторів є важливим методом попередження аварійних ситуацій. Вібраційна діагностика в процесі експлуатації редукторів проводиться з метою виявлення змін та прогнозування розвитку не вібраційного а технічного стану, зокрема кожного з його елементів, для якого існує реальна імовірність відмови в період між ремонтами.

Під час всього терміну експлуатації редукторів ШСНУ важливим завданням є прогнозування моментів заміни деталей з метою виходу з ладу складових редуктора, так і обладнання в цілому.

Визначення рівня вібрацій редуктора для різного часу напрацювання (0, 10, 140, 305 та 530 годин) було проведено на дослідній стендовій установці (рис.2.1). Вібраційний сигнал вимірювався на корпусі редуктора біля підшипника вихідного валу за допомогою інформаційно-виміральної системи, що містить п'єзоелектричний перетворювач, підсилювач, автономне джерело живлення та ноутбук. Обробка сигналів здійснювалася в середовищі Mathcad [135].

На рис. 3.10 наведено частотні спектри через певні періоди часу, з яких можна зробити висновок, що із збільшенням часу напрацювання значення амплітуди зростає.

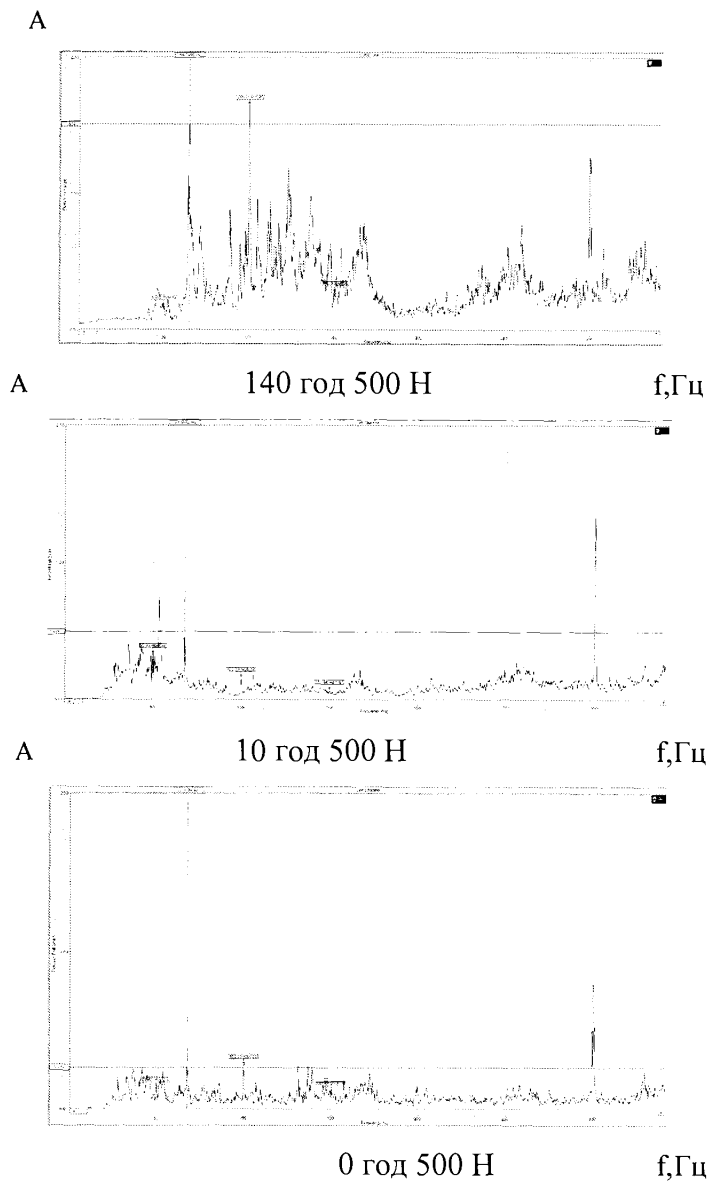


Рисунок 3.10 - Частотні спектри віброшвидкості через певні проміжки часу (0, 10 та 140 год)

На рис.3.11 показано графік зміни середньоквадратичного значення вібраційного сигналу з часом напрацювання установки. Внаслідок зносу деталей редуктора рівень вібрації поступово зростає, причому дана залежність носить експоненційний характер.

За допомогою вбудованих функцій середовища Mathcad було оцінено коефіцієнти рівняння експоненційної регресії $y(x) = a \cdot e^{b \cdot x} + c$ для отриманої послідовності значень, в результаті чого встановлено, що при значеннях коефіцієнтів $a = 0,249$, $b = -0,0035$, $c = -0,0916$ відхилення лінії регресії від експериментальних даних не перевищує 5%.

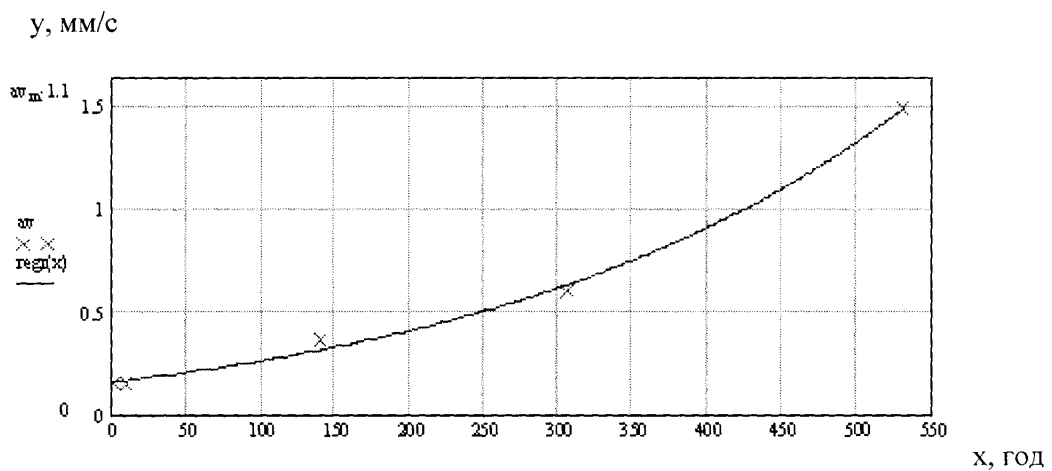


Рисунок 3.11 - Значення загального рівня вібрації в залежності від часу напрацювання

Отримана залежність дозволяє прогнозувати зміну рівня вібрацій редукторів верстатів-качалок, і при наявності відомих граничних значень, що відповідають незадовільному технічному стану, можна визначити прогнозований час нормальної роботи механізму. Запланувавши технічний огляд редуктора з врахуванням такого прогнозу, можна уникнути серйозних поломок, які можуть бути викликані недопустимим зростанням навантажень на деталі механізму, що супроводжуються значними вібраціями [32].

Виявлення дефектів на етапі утворення дає можливість спостерігати за їхнім розвитком та своєчасно планувати проведення робіт з ремонту та технічного обслуговування редуктора [42,43,48]. Такий процес може здійснюватися протягом декількох років, коли сукупність дефектів як за

глибиною так і за якістю, не приведе до аварійної ситуації. Звичайно такий підхід можливий лише в тому випадку, коли всі потенційно небезпечні дефекти будуть виявлені на ранньому етапі їх розвитку. Для виявлення дефектів на початковому етапі розвитку використовуються діагностичні ознаки, які визначаються шляхом спектрального аналізу сигналу вібрації або коливань потужності. Основною ознакою дефектів в підшипниках редуктора є зміна властивості сили тертя та високочастотної вібрації, що виникає внаслідок цього. Ці зміни виявляються в якості мікроударів, або в періодичній зміні коефіцієнту тертя під час контакту дефектних поверхонь тертя, легко виявляються спектральним аналізом вібрації корпусу підшипникового вузла.

3.3.4 Вплив мастила на вібраційні характеристики редуктора

Надійність поверхонь тертя, особливо поверхонь тертя зубів зубчастих передач залежить від режимів змащування та властивостей мастильних матеріалів. При виборі оливи для зубчастих передач необхідно враховувати умови роботи редуктора. Основними завданнями мастильного матеріалу є: зменшення зношування поверхонь зубів, зменшення втрат потужності на тертя поверхонь, охолодження, захист від корозії, зниження шуму та вібрації [10,24,26].

Збільшення навантаження або контактного тиску призводить до збільшення тепловиділення в зоні контакту і, відповідно, збільшує імовірність зношування зубчастої пари. Ріст навантаження без додаткового тепловідводу викликає збільшення поверхневої температури, зменшення в'язкості оливи на вході в контакт та ріст коефіцієнту тертя, внаслідок чого відбуваються різного роду зношування [24].

Вібрація, яка виникає внаслідок похибки виготовлення і збирання має значний вплив на несучу властивість гідродинамічної масляної плівки.

Основними показниками, що характеризують властивість масла до створення масляної плівки з високою несучою властивістю, яка запобігає і зменшує зношування поверхонь є його в'язкість. В'язкість масла залежить від різних факторів, перш за все від температури, тобто в'язкість зменшується із збільшенням температури.

Встановлено, що більш в'язкі масла в порівнянні з менш в'язкими під час однакових умов експлуатації утворюють більшої товщини масляну плівку і одночасно підвищують її несучу властивість. Крім цього властивість масла попереджувати або зменшувати зношування залежить від типу плівки, яка виникає на поверхнях тертя через застосування поверхнево-активного або неактивного масла [24,35].

Дослідження свідчать, що зменшення шорсткості робочих поверхонь зубів коліс можна значно зменшити максимальну миттєву температуру в зоні контакту зубів. Очевидно є якась оптимальна шорсткість поверхонь, яка забезпечує найбільшу несучу властивість передачі. Крім цього має значення товщина масляної плівки і сумарна висота мікронерівностей спряжених поверхонь зубчастій передачі [30].

Важливою фізико-хімічною властивістю масла є здатність його до окислення. Мінеральні масла в звичайних атмосферних умовах зберігають свої властивості протягом досить тривалого часу. Але під час експлуатації в результаті нагрівання, а також в результаті взаємодії масла з повітрям в присутності кристалічно-активних компонентів при високій температурі масло змінює свої фізико-хімічні і експлуатаційні властивості. Це виявляється у виникненні нових продуктів під час окислення: кислот, смол асфальтенів, карбенів і карбоїдів, які в більшості випадків є причиною виникнення ускладнень під час роботи важконавантажених передач і вузлів тертя і є причиною виникнення лакових плівок на поверхнях тертя, випадання осаду.

Властивості масла і їх в'язкість також значно впливають на максимальну температуру на поверхні контакту зубчастих коліс в процесі експлуатації.

Оскільки спалахи температури на поверхні зуба високі в початковій і кінцевій точках контакту, де швидкість ковзання найбільша, можливі кромкові удари, які призводять до розсікання масляної плівки та різного роду зношування [30].

На виникання різного роду зношування впливає спосіб і кількість подачі масла в контакт. Так як для редукторів ШСНУ характерне зношування в момент пуску під навантаженням це є особливо актуальним. Необхідно утримувати тонку масляну плівку на поверхні тертя, надмірне масло повинне видалятися із зони тертя до входу в контакт, в іншому випадку збільшуються витрати енергії на видавлювання і розбризкування масла з поверхонь тертя. Ідеальним є змащування коли подається струмінь масла в зону виходу зубів із зачеплення. При цьому відбувається швидке відведення оливою тепла, скидання її в картер, а до моменту зачеплення зубів на їх поверхнях залишається тонка ефективна масляна плівка.

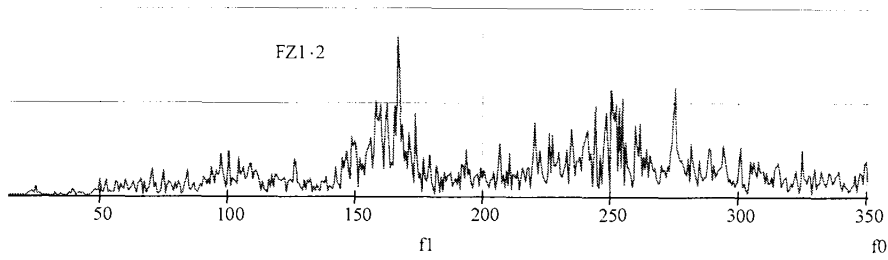
Визначення рівня вібрацій редуктора в залежності від якості оливи в картері редуктора та рівень вібрації в момент пуску під навантаженням було проведено на дослідній стендовій установці (рис. 2.1). Навантаження на головку балансира подається за допомогою пружини, діаметром 45мм та довжиною 600мм. Вібраційний сигнал вимірювався на корпусі редуктора біля підшипника вихідного валу за допомогою інформаційно-виміральної системи, що містить п'єзоелектричний перетворювач, підсилювач, автономне джерело живлення та ноутбук. Обробка сигналів здійснювалася в середовищі Mathcad.

Для дослідження використовували чисту та відпрацьовану оливу І-40. Відпрацьовану оливу злито з картера редуктора ШСНУ, який відпрацював 5000 годин. На рис. 3.12 та 3.13 наведено частотні спектри в залежності від якості оливи в картері редуктора.

Порівняння рис. 3.12 та 3.13 свідчить, що якість оливи суттєво впливає на спектри вібраційного сигналу. В низькочастотній частині спектру вплив

проявляється головним чином на перших кількох гармоніках частот зубозачеплення.

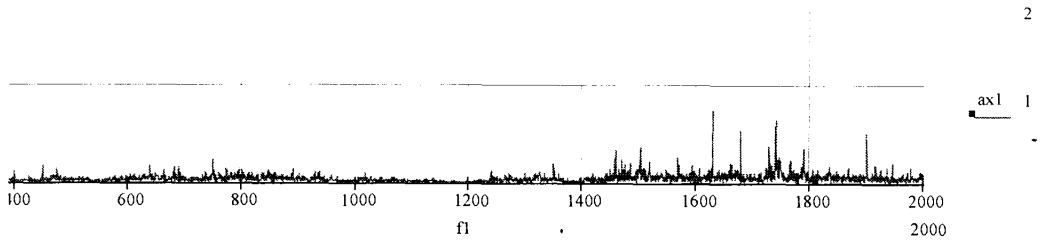
А



А

а)

f, Гц



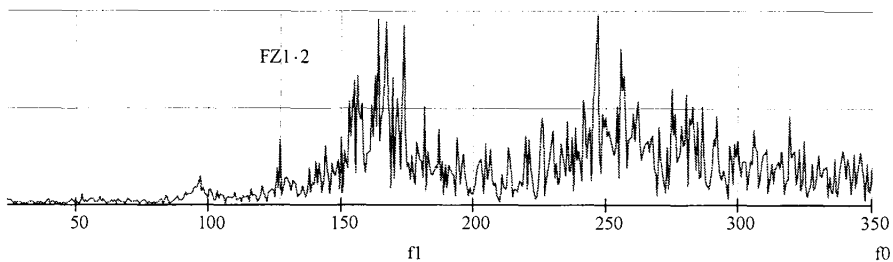
б)

f, Гц

а - на низьких частотах; б - на середніх і високих частотах

Рисунок 3.12 - Частотні спектри в процесі змащування зубчастої передачі чистою оливою І-40

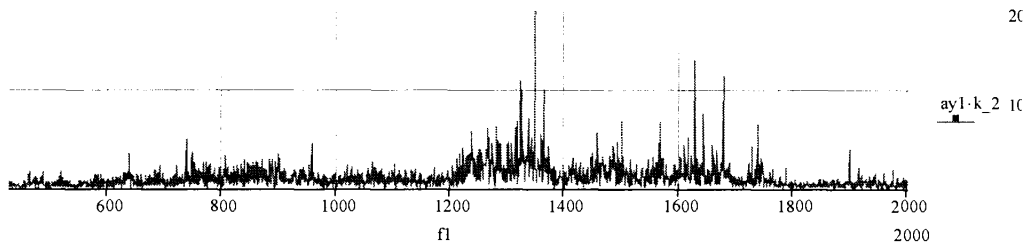
А



А

а)

f, Гц



б)

f, Гц

а - на низьких частотах; б - на середніх і високих частотах

Риунок 3.13 - Частотні спектри в процесі змащування зубчастої передачі відпрацьованою оливою І-40

Зокрема, найбільш суттєвим є зростання амплітуди спектральної складової вібраційного сигналу на подвійній другій частоті зубозачеплення (табл. 3.3)

Крім того, суттєвим є зростання рівня вібрації практично на всіх частотах від 500 до 2000Гц (табл. 3.4). Більш високі частоти не розглядались в зв'язку з низькою чутливістю давача у високочастотному діапазоні (в отриманих спектрах рівень вібрації на частотах більших 3000Гц є практично нульовим, а в смузі 2000...3000Гц різниця спектрів, враховуючи похибку, є несуттєвою).

Значення амплітуди в табл. 3.3 та 3.4 наведено у відносних одиницях - відліках аналого-цифрового перетворювача звукової плати, яка використовувалась в дослідженнях.

Особливо значне збільшення рівня вібрації спостерігається в діапазоні 1000...1700 Гц, що відповідає вібраціям, зумовленим процесами тертя між елементами конструкції редуктора. Це пояснюється тим, що у відпрацьованій оливі, як правило, наявна велика кількість механічних домішок, що утворюються внаслідок руйнування матеріалу вузлів редуктора в процесі зношування. Наявність домішок спричиняє підвищення тертя і відповідно збільшення рівня вібрації.

Таблиця 3.3 - Значення амплітуди вібрації на гармоніках частоти зубозачеплення швидкохідного вала при використанні оливи І-40 різної якості

Частота зубозачеплення та її гармоніки	Амплітуда, відн. од.		Зростання амплітуди, %
	Олива І-40 (чиста)	Олива І-40 (відпрацьована)	
Fz1	5	4,7	-
Fz1*2	40	69	72,5%
Fz1*3	50	71	42%
Fz1*4	107	164	53,3%

Таблиця 3.4 - Значення амплітуди вібрації в діапазонах середніх та високих частот при використанні оливи І-40 різної якості

Частотний діапазон, Гц	Середнє значення рівня вібрації в частотному діапазоні, відн. од.		Зростання рівня вібрації, %
	Олива І-40 (чиста)	Олива І-40 (відпрацьована)	
350...450	20,9	33,8	61,4%
500...700	39,1	72,9	86,6%
700...1000	42,6	115,2	170%
1000...1200	20,6	92,7	351%
1200...1350	36	254,8	608%
1350...1450	31,1	154,5	395%
1450...1700	75,8	167,8	121%
1700...1780	88,7	100,1	12,8%

Таким чином, погіршення якості оливи в процесі зношування редуктора призводить до підвищення рівня вібрації. Це, в свою чергу, може пришвидшувати процес зношування і зменшувати час безвідмовної роботи редуктора. Тому вчасна заміна оливи є важливим фактором підвищення надійності редукторів ШСНУ.

3.3.5 Вплив неспіввісності шківів пасової передачі на вібраційні характеристики редуктора

Для передавання руху обертання від електродвигуна до редуктора штангової свердловинної насосної установки здійснюється за допомогою відкритої клинопасової передачі (рис.3.14). Основною особливістю пасової передачі ШСНУ є сприйняття циклічних навантажень, що передаються від колони штанг до наземного обладнання. Передача складається із ведучого 1 та веденого 2 шківів та пасів 3, надітих на шківів. Більшого діаметру шківів

клинопасової передачі знаходиться на трансмісійному валі редуктора, а другий шків меншого діаметру – на валі електродвигуна. Надійна робота пасової передачі повинна забезпечуватись відповідним натягом пасів під час її експлуатації. Натяг пасів забезпечується за допомогою натяжного пристрою, на якому знаходиться електродвигун [25,27,37].

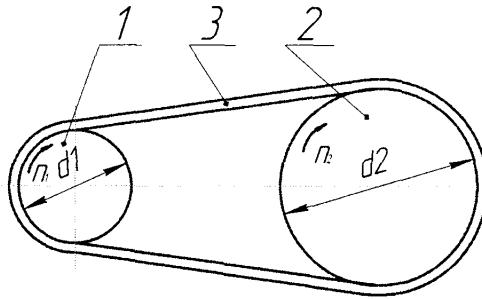


Рисунок 3.14 - Схема пасової передачі

Навантаження передається силами тертя, які виникають між шківом та пасом внаслідок натягу останнього. Клинових пасів в передачі використовують по декілька штук для того, щоб запобігти великим напруженням згину одного паса, який повинен бути великого перерізу. Паси мають клинову форму поперечного перерізу та розташовуються у відповідних канавках шківів (рис. 3.15).

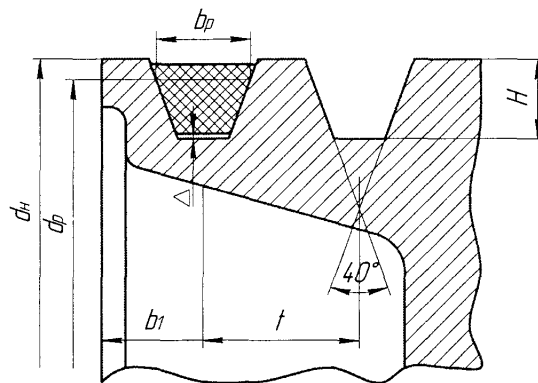


Рисунок 3.15 - Спряження клинопасової передачі

Форму канавки шківів виконують так, щоб між її основою і пасом був зазор Δ . При цьому робочими є бокові поверхні паса. В цей час пас не повинен виступати за границі зовнішнього діаметру d_n шківів, так як в цьому

випадку кромки канавок швидко руйнують пас. Технічні характеристики клинопасових передач верстатів-гойдалок представлені в таблиці 3.5 [25].

Таблиця 3.5 - Технічні характеристики клинопасових передач верстатів-гойдалок

Типорозмір верстата-гойдалки	Редуктор	Діаметр шківа редуктора	Діаметр шківа електродв.	Тип клин. паса	К-сть клин. пасів
СК3-1,2-630	Ц2НШ-315	459	100, 125 160, 200	А-2240	3
СК5-3-2500 СК6-2,1-2500	Ц2НШ-450	800	200, 224 250, 280 315	В-4000	4
СК8-3,5-4000 СК12-2,5-4000	Ц2НШ-750Б	910	200, 224 250, 280 315	В-4000	6
СК8-3,5-5600 СК10-3-5600	Ц2НШ-560	910	200, 224 250, 280 315	В-4000	6
СКН2-615	РН-250	490	100, 125 170, 210	А-2240	2-3
СКН3-915	РН-650	558	112, 160 224	А-3550	4-7
СКН5-1812	РН-2300	800	200, 300 400	В-4000	3-7
СКН10-2115	РН-4000	990	200, 240 300	В-4500	4-8
СКН10-3012	РН-5700	1090	315 472 630	В-5600	3-7

При відбракуванні одного із пасів комплекту рекомендується замінити повністю комплект, що призводить до використання пасів у великій кількості. Основною причиною відбракування пасів є його видовження, яке відбувається внаслідок сприйняття циклічних навантажень. Допускається видовження пасів до 4% в порівнянні з довжиною, вказаною на пасі [25].

Крім використання пасів однакової довжини та січення, комплект повинен включати тільки паси одного типу, конструкції і однієї групи (за відхиленням від номінальної довжини). Невиконання хоча б однієї із цих умов приведе до передчасного виходу пасів з ладу, оскільки в процесі експлуатації вони будуть видовжуватись не однаково.

Під час монтажу клинопасової передачі для подальшої довговічної експлуатації та передавання потужності з найменшими втратами потрібно виконувати такі умови [25,27,37]:

- вісі шківів паралельні;
- вісі канавок знаходяться в одній площині;
- відхилення в довжині пасів мінімальне;
- профіль паса відповідає канавці на шківі;
- натяг пасів запобігає проковзанню;
- передача захищена від попадання вологи та масла.

Більшість пошкоджень в сучасних машинах виникає внаслідок значних напружень, що виникають в їх деталях під час коливань [33,34].

Кожен вузол і валопровід машини є пружною системою. Під дією періодично змінних сил або моментів вузли машини здійснюють вимушені пружні коливання. Ці коливання стають особливо сильними в зоні резонансів сил або моментів з власними коливаннями системи. Імовірність виникнення небезпечних резонансів зростає із збільшенням швидкості машини. Резонанси та інші нестійкі стани в машинах є причинами виходу їх з ладу або руйнування.

Згинаючі коливання можуть виникати від інерційних зусиль, які в свою чергу виникають внаслідок неспівпадання вісі обертання з віссю, що

проходить через центр маси вала, що обертається, а також від інерційних зусиль, що виникають через загальну вібрацію корпусних деталей, в яких знаходиться вал.

В більшості випадків вали знаходяться на двох опорах і мають різні форми навантаження. Тому при визначенні частоти власних згинаючих коливань вал розглядають як балку, навантажену за відповідною схемою [34].

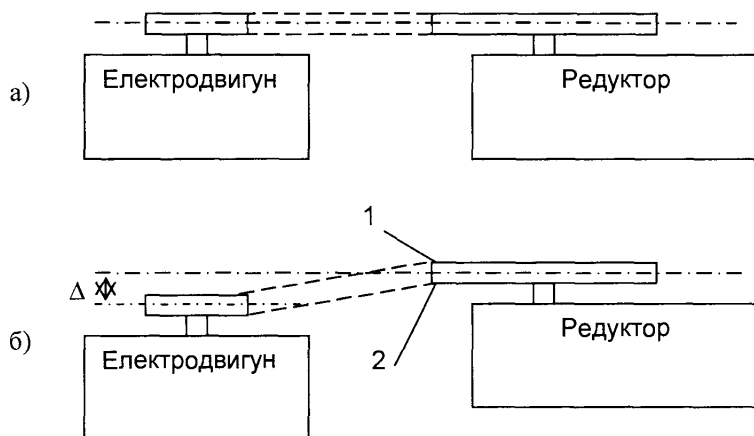
Частота вимушених згинаючих коливань вала в більшості випадків залежить від періоду обертання вала, тобто кратна числу обертів вала на одиницю часу. Вимушені згинаючі коливання виникають в основному через наявність на валу неврівноваженої маси.

Неспівпадання центра ваги шківів з віссю обертання є причиною виникнення неврівноважених відцентрових сил, що приводить до вібрації вала. При цьому створюється додаткове навантаження на підшипники, погіршується робота ущільнення вала, виникають втомні руйнування в металі та порушується з'єднання вузлів і деталей. Причиною дисбалансу може бути неточність виготовлення шківів, відхилення його від правильної геометричної форми, наявність раковин та відносне зміщення під час збирання пасової передачі. В даному випадку шків викликає вібрацію вала за рахунок однієї відцентрової сили і може бути врівноважений статичним балансуванням [33,34].

Для дослідження характеру впливу особливостей роботи клинопасової передачі на вібраційний сигнал, виміряний на корпусі редуктора ШСНУ, було проведено серію експериментів на дослідній стендовій установці (рис.2.1). Вібраційний сигнал вимірювався на корпусі редуктора біля підшипника вихідного валу за допомогою інформаційно-вимірювальної системи, що містить п'єзоелектричний перетворювач, підсилювач, автономне джерело живлення та ноутбук.

Для дослідження вібраційного сигналу при взаємному зміщенні шківів клинопасової передачі здійснювалось переміщення двигуна по площині

опори по направляючих, на яких встановлений двигун, із збереженням відстані між двигуном та редуктором та направленості їх осей. Схема переміщення показана на рис. 3.16. Величина зміщення Δ встановлювалась рівною 3мм та 7мм. У подальшому проводиться порівняння амплітудних спектрів вібраційного сигналу, виміряного на корпусі редуктора, для штатного положення електродвигуна (рис.3.16а) та для зміщеного положення (рис.3.16б) при значеннях зміщеннях $\Delta=3\text{мм}$ та $\Delta=7\text{мм}$.



а – штатне положення; б – зміщене положення

Рисунок 3.16 - Моделювання зміщення шківів клинопасової передачі

Амплітудні спектри обраховувались в середовищі MathCad за вибірками вібраційного сигналу довжиною 10 сек, що при частоті дискретизації 44100Гц дозволяє досягти роздільної здатності за частотою біля 0,1 Гц. В табл. 3.6 зведено результати порівняння амплітудних спектрів при різних значеннях зміщення шківа. Значення амплітуд вказано у відліках аналого-цифрового перетворювача.

Таблиця 3.6 - Вплив зміщення шківів на амплітудний спектр вібрації на корпусі редуктора

Частоти або смуги частот, Гц	Амплітуда при $\Delta=0\text{мм}$	Амплітуда при $\Delta=3\text{мм}$	Амплітуда при $\Delta=7\text{мм}$	Примітка
1	2	3	4	5
89 94,5 105 111,5	0...20	20...40	65...90	Амплітудна модуляція частотою 5,5 Гц, несуча частота 100Гц
136	40	80	220	Подвійна перша частота зубозачеплення редуктора
353	40	100	400	Власні частоти елементів конструкції
475	900	950	1300	
525,2	160	450	2600	
650...750	13300	21700	9300	СКВ вібрації в смузі частот
1483,7 та 1488,2 при $\Delta=0\text{мм}$ 1484 та 1488,5 при $\Delta=3\text{мм}$ 1485,5 та 1490 при $\Delta=7\text{мм}$	3600	3200	4800	Фазова модуляція частотою 2,25 Гц (половина частоти обертання вхідного валу редуктора), несуча частота збільшується пропорційно зміщенню
1574,5	6000	6500	65000	Третя гармоніка частоти 525,2

Продовження таблиці 3.6

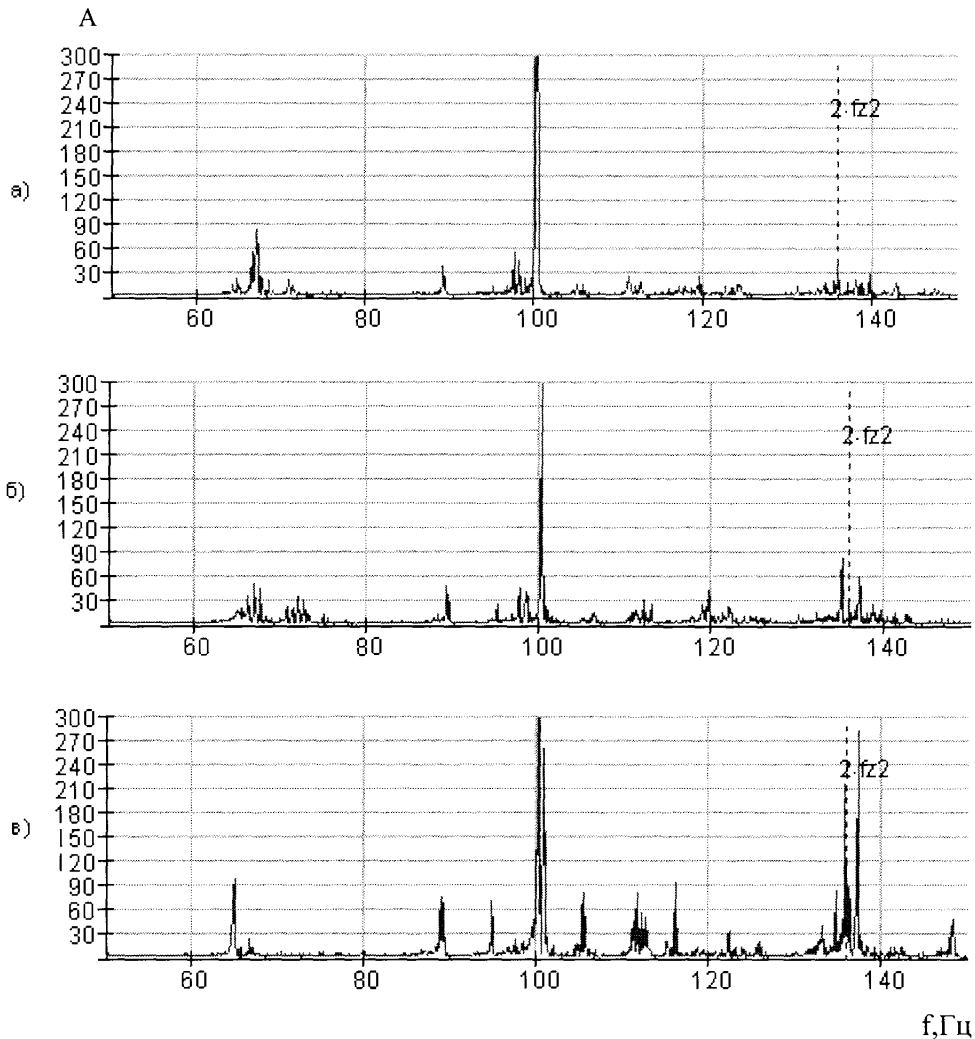
1	2	3	4	5
1750...1950	1530	1960	2815	СКВ вібрації в смузі частот Частотні складові, обумовлені тертям
2013, 2020,5, 2027,5 при $\Delta=0$ мм	16500	3000	4500	Амплітудна модуляція частотою 7,5 Гц, несуча частота зменшується пропорційно зміщенню
2006, 2013,5, 2020 при $\Delta=3$ мм	5600	3200	6100	
1999, 2006,5, 2014 при $\Delta=7$ мм	1000	5050	5100	

Для досліджуваної установки існує ряд характерних частот, пов'язаних з швидкостями обертання окремих вузлів. В даному випадку частота обертання двигуна складає $f_{ДВ}=24,9$ Гц, частота обертання проміжного шківів клинопасової передачі $f_{КП.ПР}=10,6$ Гц, частота обертання вхідного вала редуктора $f_{Р.ВХ}=4,5$ Гц, проміжного валу $f_{Р.ПР}=0,72$ Гц та вихідного вала $f_{Р.ВИХ}=0,12$ Гц. Редуктор стендової установки є двоступеневим (кількість зубів шестерні та колеса першої ступені складає відповідно $Z_1 = 15$ та $Z_2 = 94$, другої ступені - $Z_3 = 15$ та $Z_4 = 89$), і отже, характеризується двома частотами зубозачеплення:

$$f_{31} = Z_1 \cdot f_{Р.ВХ} = 67,5 \text{ Гц}, \quad (3.15)$$

$$f_{32} = Z_3 \cdot f_{Р.ПР} = Z_3 \cdot \frac{Z_2}{Z_1} \cdot f_{ВХ} = 10,77 \text{ Гц}. \quad (3.16)$$

Порівняння спектрів вібрації показує, що при наявності взаємного зміщення шківів клинопасової передачі з'являються складові на подвійній першій частоті зубозачеплення редуктора (рис. 3.17). Також можна бачити підсилення складових на частотах, що віддалені приблизно на 5 та 10 Гц з обох боків від частоти 100 Гц, що можна інтерпретувати як амплітудну модуляцію несучої частоти 100 Гц сигналом з частотою обертання та подвійною частотою обертання вхідного вала редуктора.



а – без зміщення; б – зміщення 3мм; в – зміщення 7мм

Рисунок 3.17 - Вплив зміщення шківів на спектр вібрації
в діапазоні 50-150Гц

Збільшення величини зміщення шківів викликає також нелінійне зростання амплітуди гармонік спектру на частотах 353, 475, 525,2 та 1574,5

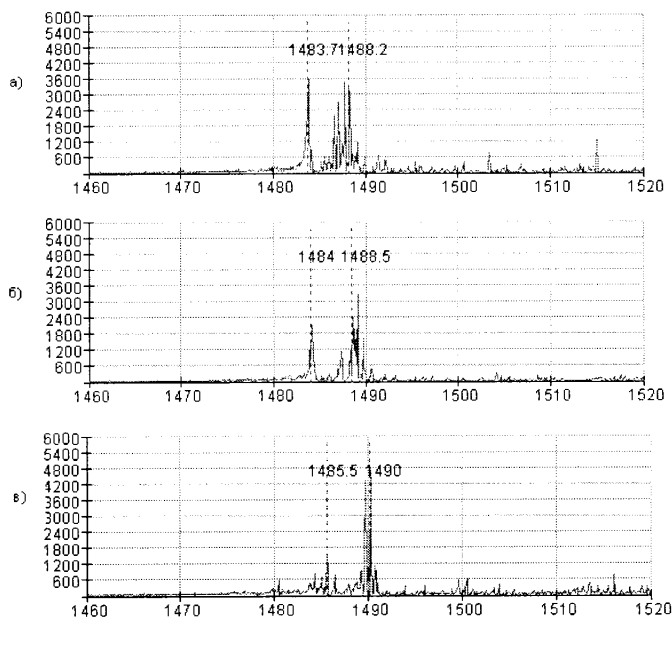
Гц, а також у смузі частот навколо частоти 700 Гц. Ці частоти, найбільш імовірно, є власними частотами механічної передачі, утвореної шківами та клиновими пасами.

На рис. 3.17 показано характер зміни спектру вібраційного сигналу в діапазоні 1480...1490 Гц. Тут наявні два максимуми, причому при відсутності зміщення їхня амплітуда приблизно однакова, а по мірі збільшення зміщення відбувається деякий перерозподіл енергії між ними та зсув частот, на яких ці максимуми розташовані. Різниця між частотами при цьому не змінюється і складає 4,5 Гц, що відповідає частоті обертання вхідного вала редуктора. Зміну частоти можна пояснити зміною жорсткості системи передавального механізму внаслідок деякого збільшення натягу паса при переміщенні двигуна. Наявність двох гармонік із фіксованим зміщенням між ними можна розглядати як результат фазової модуляції високочастотної несучої сигналом із частотою 2,25 Гц – першою субгармонікою частоти обертання вхідного вала редуктора. Фазова модуляція означає періодичну зміну швидкості руху джерела вібрації. При взаємному зміщенні шківів клинопасової передачі (рис. 3.18) збільшується притискна сила і відповідно сила тертя між шківом та зовнішньою поверхнею клинового паса (зона 1 на рис.3.18), в той час як в зоні 2 сила тертя, навпаки, зменшується. Така нерівномірність навантаження на пас призводить до його поздовжніх коливань внаслідок нерівномірного видовження паса з наступним проковзуванням, тому крутний момент від ведучого до веденого шківа також передається нерівномірно, що і виявляється у вигляді фазової модуляції вібраційного сигналу.

Зміна частоти гармонійних складових при збільшенні величини взаємного зміщення шківів проявляється також на частотах в околі 2кГц (табл.3.6).

На рис. 3.19 показано спектр вібраційного сигналу в діапазоні 1750...1950 Гц, який відповідає складовим, що обумовлені тертям між елементами механічних конструкцій [53,71]. При наявності взаємного зміщення шківів рівень вібрації в цьому діапазоні підвищується.

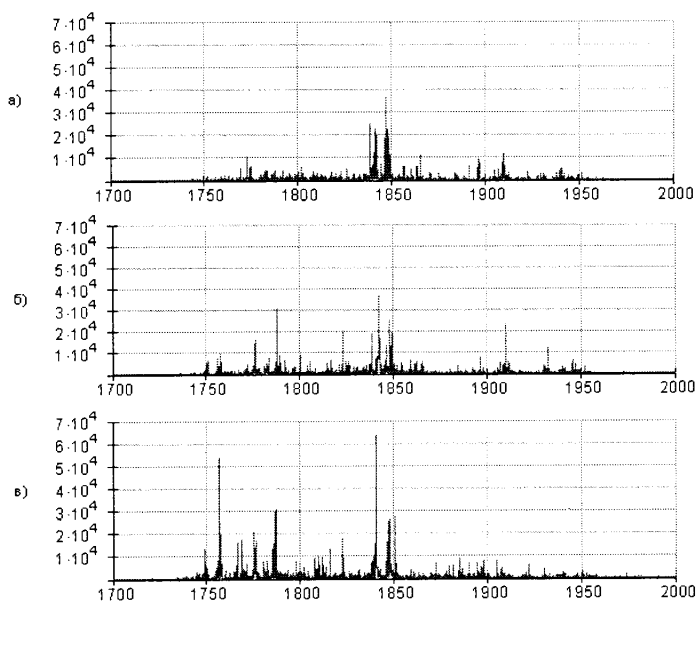
А



а – без зміщення; б – зміщення 3мм; в – зміщення 7мм

Рисунок 3.18 - Вплив зміщення шківa на спектр вібрації в околі частоти
1480Гц

А



а – без зміщення; б – зміщення 3мм; в – зміщення 7мм

Рисунок 3.19 - Вплив зміщення шківa на спектр вібрації в смузі частот
1700-2000Гц

Вивчення ознак коливань сприяє дослідженню аварійних режимів пасових передач. Проводився експеримент на двопасовій передачі лабораторної модельної установки (рис.3.20). Досліджувались дія натягу паса, швидкості, ексцентричності шківів і умови зміщення осей. Результати показали, що ексцентричний шків є показником амплітудної модуляції і дає велике коливання. Ексцентричність шківів також легко збуджує частоту власних коливань привідного паса. Тимчасом, дія відхилення на коливання є незначною.

На лабораторній установці (рис. 3.21) проводились заміри, які визначають залежність прогину паса від його натягу. Досліджувались паси (профіль А і Б) спрацьовані та такі, які не були у вжитку. Відрізок паса натягували між двома шківів, підвішуючи до одного кінця паса тягарі різної ваги. Натяг контролювали за допомогою спеціального пристрою [79]. Результати досліджень зведені в таблиці 3.7 та 3.8 та зображені в графічних залежностях на рисунках 3.22 та 3.23.

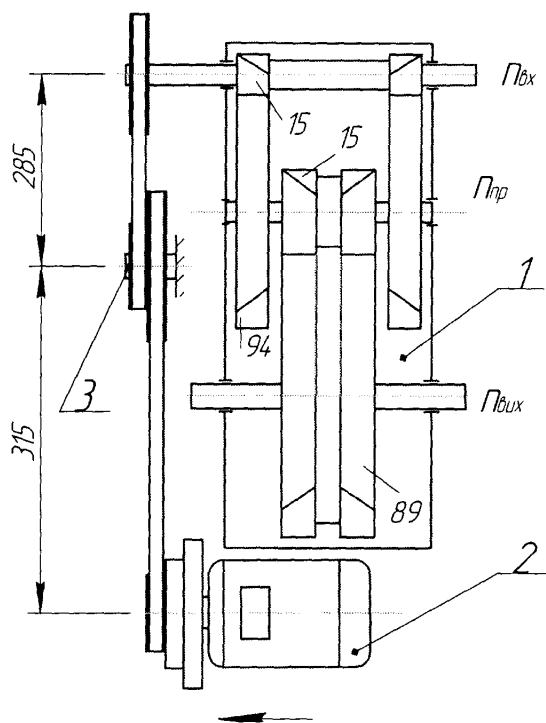


Рисунок 3.20 - Схема приводу лабораторної установки

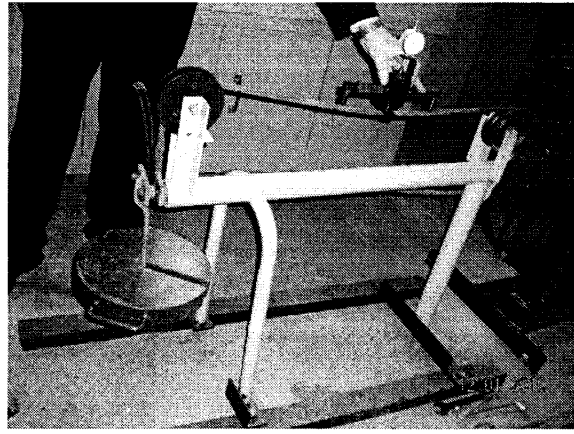


Рисунок 3.21 - Лабораторна установка для вимірювання прогину паса від його натягу

Таблиця 3.7 - Залежність прогину паса (профіль А) від його натягу

Натяг, Н	120	180	200	284	384	548	628	688	700
Прогин, мм	1,0	1,52	1,68	2,21	3,11	3,42	4,13	4,22	4,47

Таблиця 3.8 - Залежність прогину нового та зношеного паса (профіль Б) від його натягу

Натяг нового паса, Н	120	283,68	283,68	383,68	548,02	548,02	648,02	648,02
Прогин нового паса, мм	0,57	2,07	2,15	2,79	3,48	3,49	3,89	4,12
Натяг зношеного паса, Н	120	283,68	283,68	383,68	548,02	548,02	648,02	648,02
Прогин зношеного паса, мм	0,75	2,05	2,65	2,99	3,59	3,88	4,12	4,36

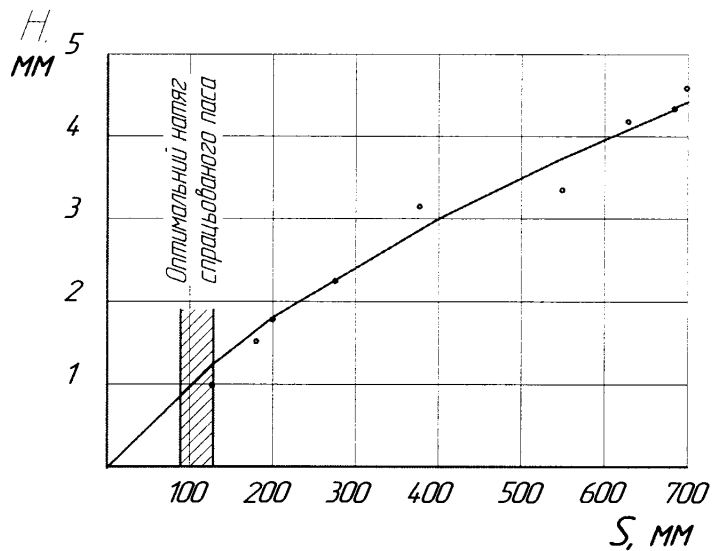
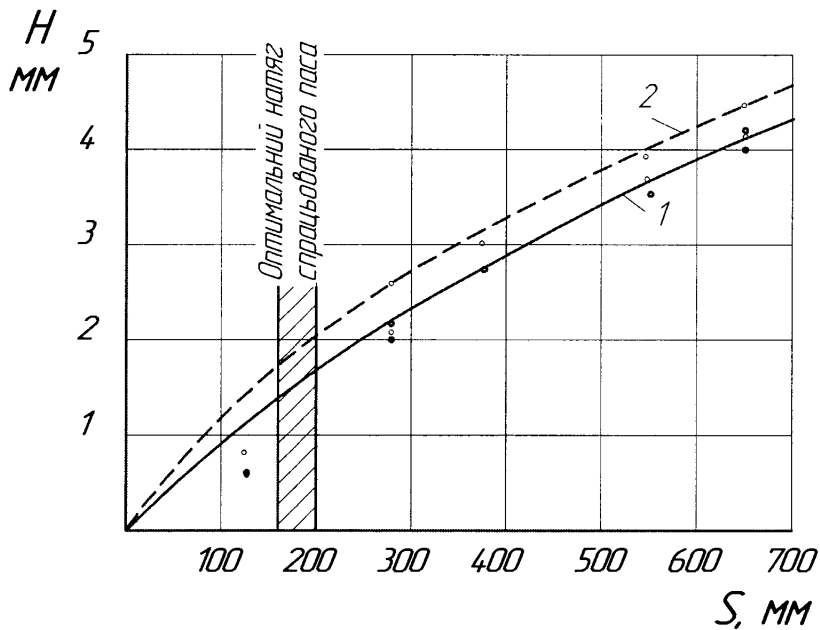


Рисунок 3.22 - Залежність прогину клинового паси профілю А від його натягу



1- новий пас; 2- спрацьований пас

Рисунок 3.23 - Залежність прогину клинового паси профілю Б від його натягу

Дослідження показали, що в міру зростання зусилля розтягу прогин паси зменшується, проте зростає значення натягу. Оптимальний натяг в перерізі клинового паси повинен створювати оптимальне напруження в межах від 1,2 до 1,5 МПа. Тобто, в даному випадку для клинового паси профілю А:

$$S_0 = \sigma_{\text{опт}} F = (1,2 - 1,5)10^6 \cdot 0,81 \cdot 10^{-4} = 97 \dots 120 \text{ Н}, \quad (3.17)$$

$F = 0,81 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – площа поперечного перерізу клинового паса (профіль А).

Оптимальний натяг у перерізі паса профілю Б:

$$S_0 = \sigma_{\text{опт}} F = (1,2 - 1,5)10^6 \cdot 1,33 \cdot 10^{-4} = 160 \dots 200 \text{ Н}, \quad (3.18)$$

$F = 1,33 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – площа поперечного перерізу клинового паса (профіль Б).

Графічна залежність (рисунок 3.26) вказує на те, що значення прогину від його натягу для нового паса значно нижче ніж у зношеного.

Зміщення шківів пасової передачі безпосередньо впливає на вібраційні характеристики редуктора ШСНУ. Натяг паса суттєво впливає на його довговічність, тому потрібно контролювати оптимальний натяг як в процесі монтажу пасової передачі, так і в процесі експлуатації.

Висновки до розділу

1. Запропонований спосіб вимірювання вібрацій дає можливість більш точно проводити вимірювання, що в основному визначається стабільністю роботи ланки зворотного зв'язку, вхідного і вихідного елементів схеми, а запропонований пристрій підвищує точність контролю завдяки підключення акселерометрів до блоку реєстрації, яке виконане за компенсаційною схемою із зворотним перетворювачем і перетворювачем нерівноваги.

2. Вібродіагностика стану редукторів за вібраційними характеристиками дає можливість за короткий час перейти до ремонту та обслуговування за фактичним станом обладнання. Достатньо використати переносні системи діагностики, які дозволяють виявити практично всі види дефектів на етапі виникнення, за декілька місяців до аварії, і своєчасно планувати терміни та об'єми ремонту.

3. В результаті аналізу спектрів вібраційного сигналу, виміряного на корпусі редуктора модельної ШСНУ, було встановлено, що при взаємному зміщенні шківів клинопасової передачі збільшується амплітуда вібраційних складових на деяких характерних частотах і в цілому зростає середньоквадратичне значення рівня вібрації. Неправильні монтаж і експлуатація привідного паса можуть мати значний вплив на робочий процес і зношування механізму. Тому задача діагностики редукторів верстатів-гойдалок повинна вирішуватись із врахуванням особливості роботи пасових передач в різних режимах експлуатації.

4. Навантаження безпосередньо впливає на значення амплітуди зубозачеплення, тобто із збільшенням навантаження в точці підвішування штанг зростає значення амплітуди на частоті зубозачеплення.

5. Отримана залежність часу напрацювання редуктора, яка дозволяє прогнозувати зміну рівня вібрацій редукторів верстатів-качалок, і за наявності відомих граничних значень, що відповідають незадовільному

технічному стану, можна визначити прогнозований час нормальної роботи механізму.

6. Погіршення якості оливи в процесі зношування редуктора призводить до підвищення рівня вібрації. Це, в свою чергу, може пришвидшувати процес зношування і зменшувати час безвідмовної роботи редуктора. Тому вчасна заміна оливи є важливим фактором підвищення надійності редукторів ШСНУ.

РОЗДІЛ 4

ВИБІР МЕТОДІВ ЗМІЦНЕННЯ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРІВ ШСНУ

Ремонт деталей машин, особливо в умовах дрібносерійного виробництва, яке переважає в нафтовій промисловості обумовлено відхиленням від вихідних конструктивних характеристик ремонтних деталей: заміною марки матеріалу, використанням додаткової деталі, відновлення спрацьованого шару наплавленням та ін. Ці відхилення супроводжуються зниженням фізико-механічних властивостей деталі, в першу чергу її поверхневого шару. Для цього технологією ремонту потрібно передбачити раціональні методи зміцнення поверхневого шару, які б не погіршували механічних властивостей, витривалості, зносостійкості та корозійної стійкості деталі. Від якості виготовлення, або ремонту деталей редуктора ШСНУ залежить відновлення його початкових технічних характеристик [142].

4.1 Аналіз відмов редукторів ШСНУ

Якщо виключити із огляду вихід з ладу редукторів внаслідок надмірних навантажень, зовнішнього середовища, невиявлених помилок під час проектування або експлуатації, тоді решта випадків настання граничного стану можна віднести до однієї з двох великих груп. До першої групи можна віднести граничні стани, які настають в результаті повільного накопичення в матеріалі пошкоджень, що приводять до розвитку дефектів. В більшості випадків такі дефекти, які розглядались в роз.1.2.2 викликані недосконалістю технологічних процесів [142]. Якщо такі дефекти не виявлено своєчасно, його розвиток може призвести до аварійної ситуації. Друга група складається із граничних станів, пов'язаних із надмірним зношуванням деталей та поверхонь, які знаходяться в контакті з робочим або зовнішнім середовищем. Редуктори ШСНУ відносяться до важконавантажених зубчастих передач.

Протягом шести років проводились дослідження на Бориславській ЦБВО та зібрані дані відмов редукторів, які надійшли в ремонт після відпрацьованого певного часу на свердловині. Отримані дані дають уяву про характер відмов редукторів вітчизняного та румунського виробництва. Наприклад, тільки за два останні роки зібрані статистичні дані 112 редукторів, із них вітчизняного виробництва в кількості 84, румунського виробництва – 28. Дані представлені в таблиці 4.1 та 4.2.

Таблиця 4.1 - Характер відмов редукторів вітчизняного виробництва

Відмови	Кількість	
	відмов	%
Дефекти виготовлення	40	48
Корозія	2	2,5
Помилки під час експлуатації	14	17
Втома	28	33
Всього	84	100

Таблиця 4.2 - Характер відмов редукторів румунського виробництва

Відмови	Кількість	
	відмов	%
Дефекти виготовлення	9	32
Корозія	1	4
Помилки під час експлуатації	6	21
Втома	12	43
Всього	28	100

Як бачимо, що значний відсоток відмов виникає через дефекти виготовлення: вітчизняного виробництва - 48%, румунського виробництва - 32%. Також значна кількість втомних пошкоджень (відповідно 33% та 43%), які в більшості випадків виникають через розвиток тріщин в деталях

зубчастих передач. Отримані пошкодження внаслідок виникнення тріщин в більшості випадків виникають через вібраційні циклічні навантаження. Серед розглянутих 112 відмов було 18 відмов катастрофічного характеру. В решту випадків експлуатацію було припинено, так як пошкодження були класифіковані як небезпечні.

Відносно велику долю втомних тріщин (відповідно 33% та 43%) можна пояснити тим, що редуктор, як складова ШСНУ, працює в умовах циклічних навантажень.

Одною з характерних відмов під час експлуатації є руйнування від втоми валів редукторів, що реалізують кінематичний зв'язок інших деталей з виконавчим механізмом (рис.4.1). Руйнування від втоми з виникненням тріщин проходить внаслідок накопичення пошкоджень втоми.

Руйнування при циклічному навантаженні відбувається за рахунок виникнення мікротріщин в зоні концентрації напружень. Тріщини поступово розвиваються, проникаючи всередину, поперечний переріз деталі послаблюється і в деякий момент виникає миттєве руйнування [24,34].

На рис. 4.1 чітко виражені дві зони: зона втомного руйнування з гладкою притертою поверхнею там, де втомна тріщина поступово проникла в глибину перерізу, і зону статичного руйнування крупнокристалічної будови, по якому проходить крихке руйнування за рахунок великого ослаблення перерізу. Близько 80% всіх випадків поломок деталей є втомними.

Характер поведінки металів під час циклічного навантаження залежить від великої кількості чинників.

Найбільша концентрація напружень від динамічних навантажень конструктивних елементів редукторів має місце в зонах спряження зубчастої передачі. При цьому ресурс редукторів можна оцінити з врахуванням статистичної природи міцності матеріалу деталі.

Проектувати конструкцію шестерні по можливості симетричною без різких змін товщини перерізу, контролювати глибину зміцненого шару, а

також вибирати середовище для охолодження в залежності від прокалювання сталі.

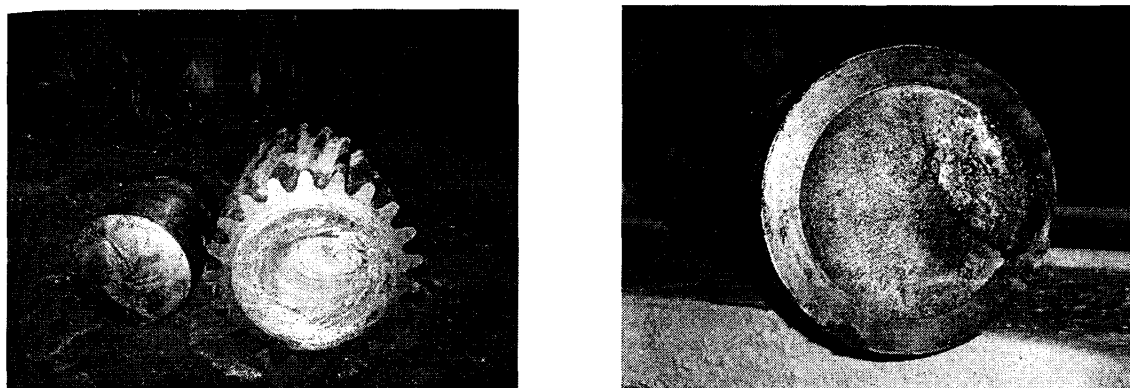
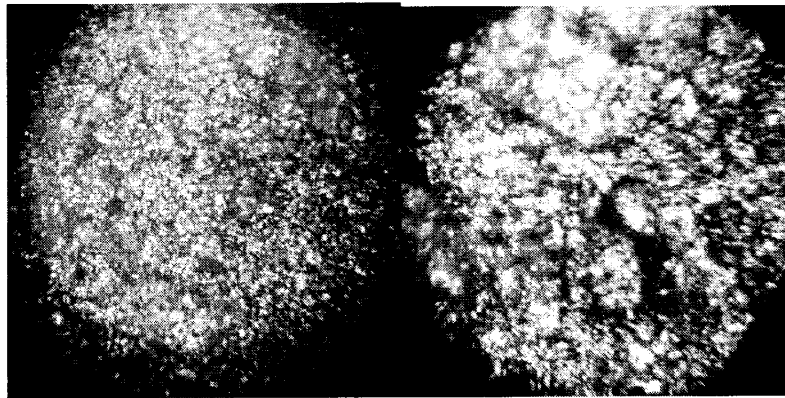


Рисунок 4.1 - Втомне руйнування валу редуктора ШСНУ

З фізичної точки зору процес пошкоджуваності в матеріалі деталей редуктора пов'язаний з накопиченням невідновних пластичних деформацій, розвитком процесів втоми, зношуванням, наклепу та іншими незворотними змінами структури матеріалу. На розвиток цих процесів пошкоджуваності в свою чергу впливають зовнішні випадкові фактори - умови роботи та зміна параметрів навантаження деталей в процесі експлуатації. При кожному впливі навантаження (випадковому чи постійному) відбувається накопичення в матеріалі невідновних деформацій (прирощення пошкоджуваності), величина і характер якого є випадковою функцією механічних характеристик матеріалу, величин напружень, числа циклів та інших факторів. Процес накопичення пошкоджень у цьому випадку розглядається як результат статистичного підсумовування і накопичування великої кількості рівномірно малих мікрострибків елементарних незалежних пошкоджень [35,36,46].

Як показали фрактографічні дослідження (рис. 4.2), величина зерна на поверхні руйнування вала після певної кількості циклів навантаження, або залежно від амплітуди навантаження відповідає структурним змінам в металі.

Так, за низьких рівнів амплітуди вібрації (навантаження менше ніж 250 Н/мм^2) величина зерна має мінімальне значення. Підвищення величини амплітуди супроводжується цілком закономірним збільшенням середнього розміру зерна металу.



а

б

а) навантаження менше 250 Н/мм^2 ; б) навантаження більше 250 Н/мм^2

Рисунок 4.2 - Структура поверхні руйнування вала редуктора залежно від амплітуди циклічного навантаження

Злам деталей контролюється для оцінки якості термічної обробки, виявлення перепалу при куванні і штампуванні. При задовільному гартуванні злам матово-сірий, фарфоподібний, шовковистий. Злам з помітною зернистістю є ознакою перегріву сталі [39,47,40].

4.2 Підвищення ресурсу редукторів ШСНУ на стадії проектування та виготовлення

4.2.1 Дослідження властивостей матеріалу коліс та валів

Неухильне зростання в останні десятиріччя навантаження на редуктор ШСНУ зумовлює необхідність розроблення пропозицій з підвищення експлуатаційної здатності обладнання. Враховуючи, що із наземного обладнання ШСНУ одним із найменш надійних елементів є редуктор [1],

аналіз розвитку можливих структурних змін в металі валів під час експлуатації є сьогодні актуальним питанням.

Однією з особливостей роботи редукторів ШСНУ є циклічність спрацьовування при ударному характері контактування зубів зубчастого зачеплення. У зв'язку з цим в процесі функціонування редуктора частина його елементів багаторазово піддається впливові інтенсивних пікових навантажень. Це призводить до того, що в зоні контактування деталі редуктора, зазнають впливу динамічних навантажень великої інтенсивності, внаслідок яких в матеріалі деталей виникають значні динамічні напруження. Такий характер навантаження сприяє розвитку різних процесів втомі в елементах конструкції редуктора і значно зменшує його ресурс [8,142].

Другою особливістю роботи редукторів ШСНУ є зношування зубчастого спряження в момент пуску під навантаженням після тривалої зупинки.

Основною передумовою таких відмов є недостатньо коректне урахування при проектуванні динамічних навантажень, що діють на елементи редуктора при його спрацьовуванні. В першу чергу це стосується тих зон у деталях і вузлах редуктора, в яких локалізуються напруження від динамічних навантажень. Слід також зазначити, що в літературі з проектування редукторів ці питання поки що не знайшли достатньо повного висвітлення. До нашого часу ці питання залишаються актуальними, оскільки вирішення дає можливість прогнозувати зміни технічного стану редукторів в процесі експлуатації та визначити їх ресурс, а також ще на стадії проектування розробити ефективні заходи щодо вдосконалення конструкції та вибір найбільш відповідних матеріалів для виготовлення деталей редукторів ШСНУ.

Сталі для зубчастих валів та коліс повинні володіти необхідним комплексом експлуатаційних і технологічних властивостей. Крім того, до них ставляться відповідні вимоги економічного характеру. До експлуатаційних властивостей відносять: висока зносостійкість; опір певній пластичній деформації без значних змін структури та властивостей металу;

опір втомі; висока в'язкість, що визначає високий опір сталі крихким руйнуванням після термічної обробки [31,35,142].

Передчасним виходом з ладу поверхні зубів можуть бути пов'язані з помилками в конструкції, порушенням правил експлуатації, термічною обробкою, дефектами матеріалу тощо.

Термічною обробкою можна в широкому діапазоні змінювати міцність, жароміцність, пластичність, в'язкість, технологічні властивості поверхні зубів валів та коліс [40,72].

Сталь марки 40Х (ГОСТ 4543-71), яка використовується для виготовлення зубчастих валів та коліс є середньолегованою, підвищеної в'язкості і високої прогартованості. Її хімічний склад наведено в таблиці 4.3 [101,102].

Таблиця 4.3 - Хімічний склад сталі 40Х, (ГОСТ 4543-71) %

C	Si	Mn	Cr	Ni	P	Cu
0,46	0,17-0,37	0,5 - 0,8	0,8-1,10	0,3	0,035	0,3

Основою технологічних процесів термічної та комплексної обробок є закономірності структурно-фазових перетворень під час нагріву і охолодження сплавів. Вони необхідні не тільки для пояснення процесів, які протікають, а також для розробки нових сплавів і технологій змінення поверхні, більш економічних на світовому ринку.

Технологічний процес гартування складається з нагрівання сталі до температури вище за критичну t_{Ac3} на 30-50°C, витримці при цій температурі протягом певного часу, охолодження зі швидкістю вище критичної швидкості гартування для утворення структури мартенситу [101,102,104].

Температури критичних точок для сталі 40Х (ГОСТ 4543-71) наведено в таблиці 4.4 (за ГОСТ 5950-73).

Таблиця 4.4- Температури критичних точок сталі 40X (ГОСТ 4543-71), °C

A_{c1}	A_{c3}	A_{r1}	A_{r3}	M_{II}
743	815	693	730	325

Матеріалом для дослідження були взяті шість зрізів сталі 40X (ГОСТ 4543-71).

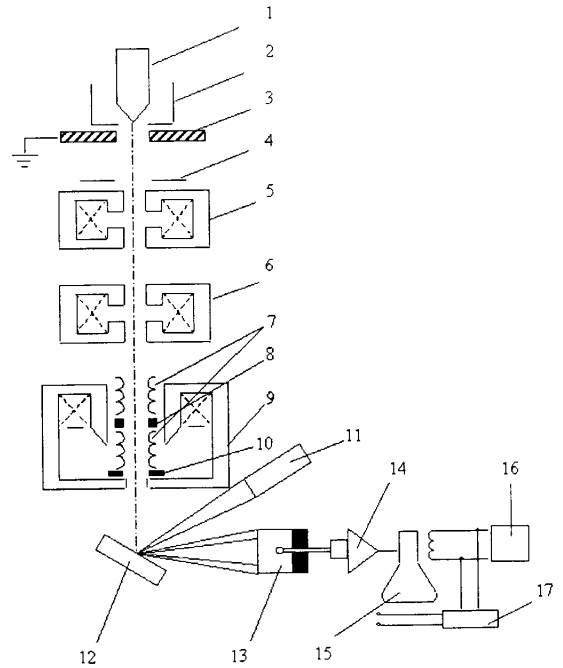
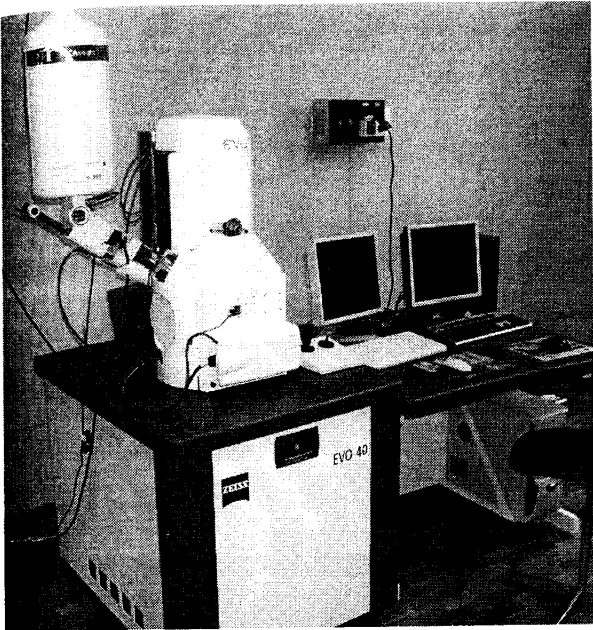
Електронномікроскопічні дослідження металу проводили у ФМІ ім. Г.В. Карпенка Національної академії наук України за допомогою скануючого електронного мікроскопа ZEISS EVO 40XVP з системою рентгенівського мікроаналізу INCA Energy. Схема скануючого електронного мікроскопа приведена на рис. 4.3.

Зразок 12 кріпиться на предметному столику, який може переміщуватися в трьох взаємно перпендикулярних напрямках. На схемі СЕМ (рис.4.3) представлено тільки один із можливого набору тип детектора, який використовують для реєстрації вторинних електронів. Для мікроаналізу використовується кремнієво-літєвий енергодисперсійний детектор.

Енергодисперсійний рентгенівський спектрометр INCA ENERGY 350 використовується в комплекті з:

- літєвим детектором площею 10 мм, що забезпечує роздільну здатність 133 эВ, чутливість визначення домішки 0,01%, локальність аналізу від 1 мкм на стандартних зрізах та до 0,1 мкм на плівках;
- дюаром на 7,5 літри для охолодження детектора рідким азотом;
- мікроаналітичним процесором INCA X-stream;
- системою захоплення відеозображення Microscope Image Capture System (MICS);
- комп'ютером;
- програмним забезпеченням Inca Energy з:
 - опцією якісного аналізу в діапазоні від берилію до плутонію;
 - опцією кількісного аналізу в діапазоні від бору до плутонію;
 - автоматичним маркуванням піків;

- автоматичним та ручним масштабуванням спектрів;
- шести режимами отримання спектрів;
- реконструкцією спектрів;
- порівнянням спектрів.



1-3- електронна гармата; 4-10- електронно-оптична система; 12- зразок; 11-17 - система, яка формує зображення

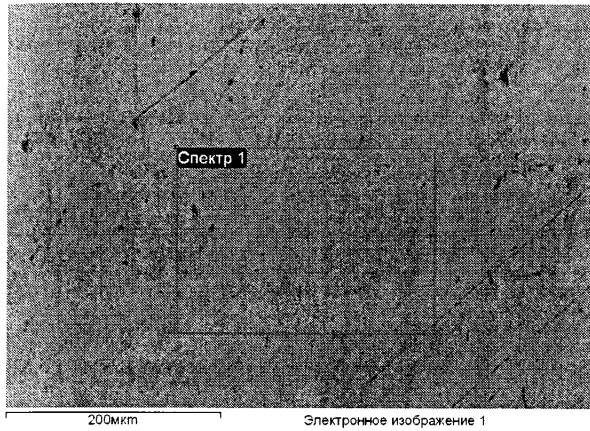
Рисунок 4.3 - Фотографія і принципова схема електронного мікроскопа

Металографічні шліфи виготовлені в умовах Бориславської ЦБВО з використанням шліфування і подальшого полірування. Перед проведенням топографічних досліджень очищення зразків проводили у розчинниках з використанням ультразвуку.

Спектрометричний метод аналізу ґрунтується на взаємодії електромагнітного випромінювання з досліджуваною речовиною. Ця взаємодія супроводжується явищами, з яких найбільш важливі випускання, поглинання та розсіювання випромінювання. Сигнали, що виникають при цьому, несуть якісну та кількісну інформацію про речовину. Якісну інформацію несе частота (довжина хвилі) сигналу, пов'язана з природою

досліджуваної речовини, кількісну – інтенсивність сигналу, яка залежить від кількості речовини.

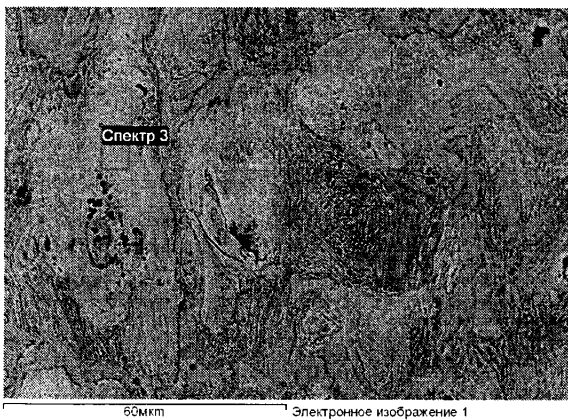
Проведено хімічний аналіз матеріалу зразків №3 та 4 (рис.4.4). Визначено хімічний склад зразків №3 та 4. Результати зведено в таблицю 4.5.



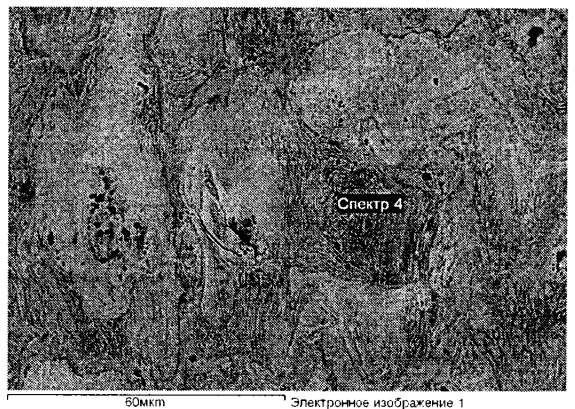
а



б



в



г

а- зразок №3; б, в, г- зразок №4

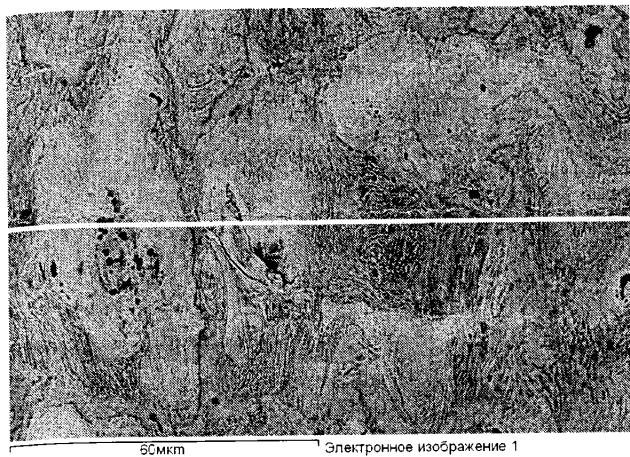
Рисунок 4.4 - Визначення хімічного складу сталі 40Х (ГОСТ 4543-71) за допомогою мікрорентгеноспектрального аналізу

Таблиця 4.5 - Хімічний склад сталі 40Х (ГОСТ 4543-71) згідно експериментальних досліджень

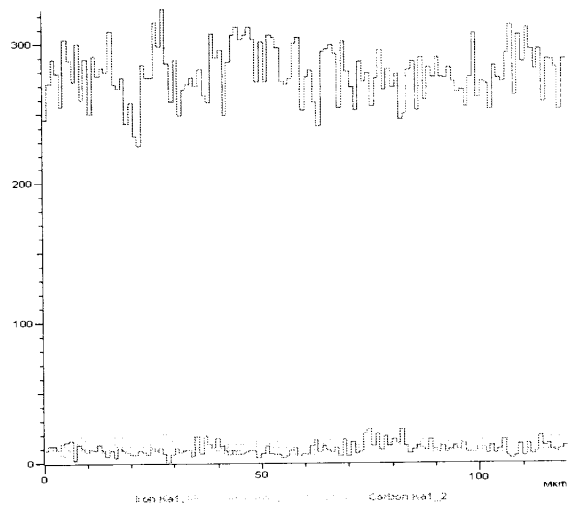
Елемент	Зразок							
	3		4б		4в		4г	
	Масова, %	Атомна, %	Масова, %	Атомна, %	Масова, %	Атомна, %	Масова, %	Атомна, %
Si	0,35	0,70	-	-	-	-	-	-
Cr	1,03	1,11	0,87	0,94	1,00	1,08	1,08	1,16
Mn	0,60	0,61	0,92	0,93	0,73	0,74	0,89	0,91
Fe	98,01	97,59	98,21	98,13	98,27	98,18	98,03	97,93
Всього	100	-	100	-	100	-	100	-

Хімічний елемент складається з багатьох однакових атомів, що можуть переходити на різні енергетичні рівні, випускаючи або поглинаючи фотони різних частот. Сукупність усіх фотонів однієї частоти складає спектральну лінію. Сукупність всіх ліній називають спектром речовини. На електромагнітному спектрі (рис.4.5) зображено сукупність всіх частот (довжин хвиль) електромагнітного випромінювання. Максимум смуги відповідає лінії з найбільшою інтенсивністю.

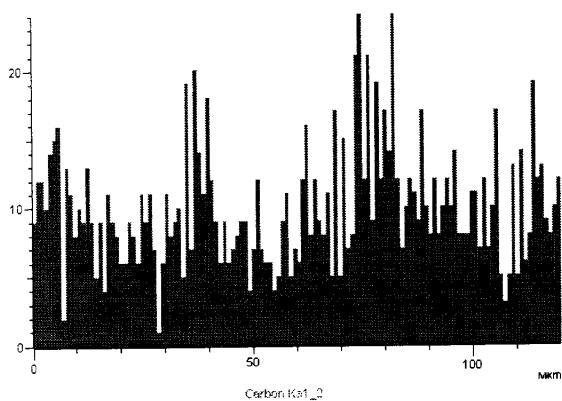
На процес гартування сталі 40Х (ГОСТ 4543-71) впливає хром. Хром збільшує кількість надмірних карбідів в структурі сталі і зменшує чутливість до перегріву. Внаслідок присадки хрому зменшується критична швидкість гартування і збільшується прогартованість. Невелика критична швидкість гартування необхідна для того, щоб можна було деталі гартувати в маслі. При гартуванні в маслі відбувається частковий відпуск мартенситу, що знижує напруження [101,102]. Із збільшенням змісту хрому критична швидкість гартування значно знижується.



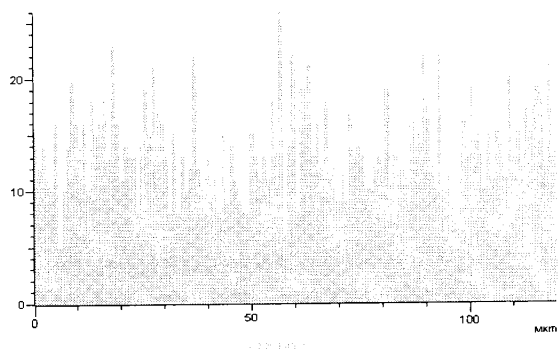
1



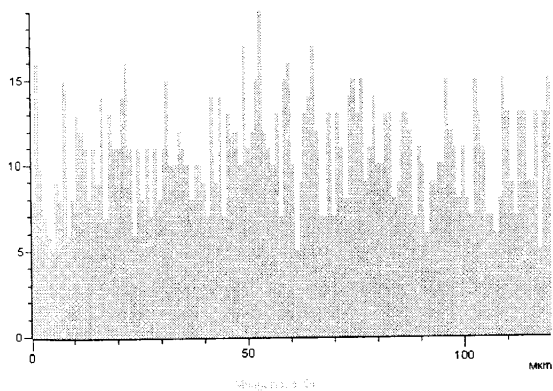
2



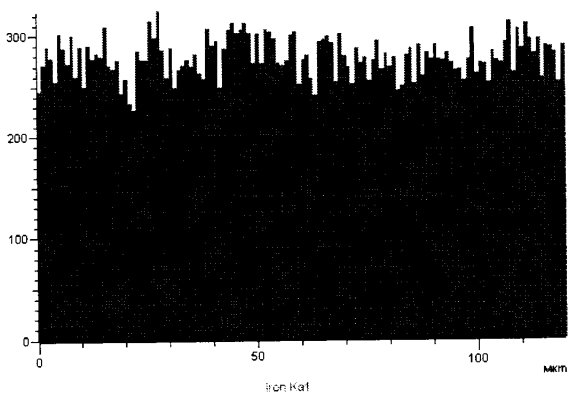
а



б



в



г

1- зразок для сканування вмісту елементів; 2- розподіл вздовж лінії сканування

а - вуглець; б - хром; в - марганець; г - залізо

Рисунок 4.5 - Розподіл елементів сталі вздовж лінії сканування

На спектрі (рис.4.5а) присутні піки вуглецю, що свідчить про наявність карбідних фаз. Піки спектрів хрому та вуглецю (рис.4.5б) співпадають, отже карбідна фаза легована хромом. На спектрі (рис. 4.5г) зображено найбільшу інтенсивність електромагнітного випромінювання та відсутні піки, отже залізо майже рівномірно розподілене по всіх фазах.

4.2.2 Вибір методу зміцнення

Для впровадження технології зміцнення поверхні зубів редуктора ШСНУ на ремонтному підприємстві Бориславської ЦБВО проведено аналіз найбільш раціональних методів зміцнення, які б не погіршували механічних властивостей, витривалості, зносостійкості та корозійної стійкості деталі.

Матеріалом для дослідження були взяті шість взірців металу, зміцнені різними видами гартування, які виготовлені із сталі 40Х (ГОСТ 4543-71).

Взірці для проведення металографічних досліджень виготовлені в умовах Бориславської ЦБВО. Для визначення макроструктури металу використовували реактив поверхневого травлення – 5% розчин соляної кислоти (HNO_3). Середню діагональ відбитку за результатами трьох вимірювань мікротвердості визначали за допомогою мікротвердоміра ПМТ-3. Мікроструктуру виявляли на оптичних мікроскопах ММР 4 та МИМ7 з камерою DCIM 510 при збільшеннях в 500 - 600 разів. Вимірювання твердості поверхні шліфів проводили за методом Роквелла. Шліфи №1 та 2 (рис. 4.6 та 4.7) зміцнені методом об'ємного гартування. Гартування проводили в камерній електричній печі, де зразки нагрівали до температури 840°C та витримали протягом 30 хв. Відпуск проводили при температурі 450°C та витримали протягом 30 хв. Охолодження шліфа №1 провели у воді, шліфа №2 - в маслі. Середня діагональ відбитку шліфа №1 за результатами трьох вимірювань - $D_v=29\text{мкм}$, (рис. 4.6), шліфа №2 - $D_v=27\text{мкм}$ (рис. 4.7). У шліфі №1 та 2 виявлено трооститно-мартенситну структуру.

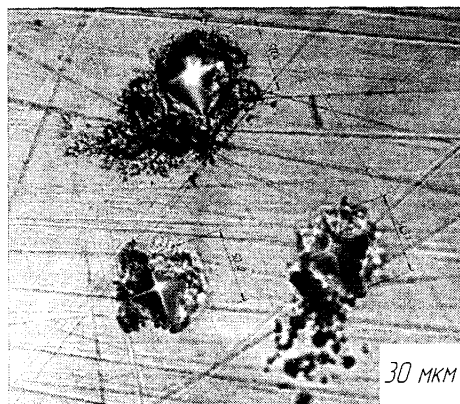


Рисунок 4.6 - Відбитки піраміди мікротвердоміра при навантаженні 2 Н - об'ємне гартування 840°C (відпуск 450°C, охолодження – вода)

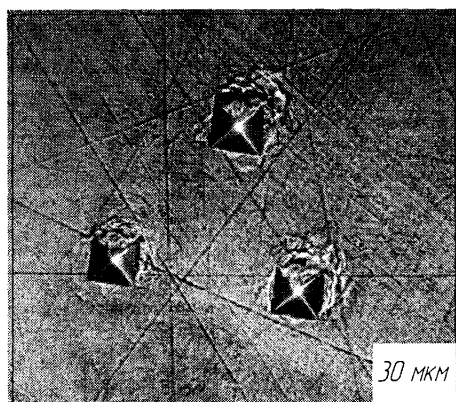


Рисунок 4.7 - Відбитки піраміди мікротвердоміра при навантаженні 2 Н - об'ємне гартування 840°C (відпуск 450°C, охолодження – масло)

Шліф №3 гартований струмом високої частоти (СВЧ). Середня діагональ відбитку шліфа №3 за результатами трьох вимірювань - $D_{\text{в}}=39\text{мкм}$ (рис. 4.8). Гартування проводили на генераторній установці потужністю 50кВт неперервно-послідовним методом (охолодження – вода). Твердість поверхні шліфа становить HRC 36...38. Глибина прогартованого шару - 1,2 мм. Технічна характеристика та параметри гартування струмом високої частоти зведено в таблицю 4.6.

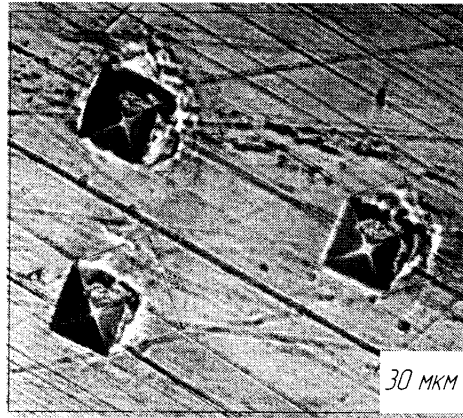


Рисунок 4.8 - Відбитки піраміди мікротвердоміра при навантаженні 2 Н-гартування струмом високої частоти (шліф №3)

Таблиця 4.6 - Параметри гартування струмом високої частоти

Параметр	Величина
Потужність генератора	50 кВт
Струм в мережі	1,2-1,5 А
Анодний струм	8,0 А
Анодна напруга	8,0 кВ
Напруга на контурі	7,0 кВ
Швидкість переміщення індуктора	0,215 м/хв
Відстань контура від деталі	5 мм
Ширина контура	20 мм
Частота обертання деталі	200 об/хв

На електронній фотографії (рис. 4.9) зображені структурні складові сталі 40Х (ГОСТ 4543-71) (шліф №3) після гартування струмом високої частоти. Після проведеного зміцнення утворилася структура пластинчатого перліту. Перліт – продукт евтектоїдного розпаду аустеніту, який утворюється при температурі 650-700°C.

Структура пластинчатого перліту у відпаленій сталі погіршує якість поверхні, і, як правило, недопустима. Наявність в структурі пластинчатого перліту збільшує міцність та погіршує пластичні властивості сталі і тим

більше, чим більша кількість його знаходиться в структурі. Сталь із структурою пластинчатого перліту має велику твердість, і більш чуттєва до перегріву в процесі гартування. Крім цього, структура пластинчатого перліту не є оптимальною для кінцевої термічної обробки [101,102].

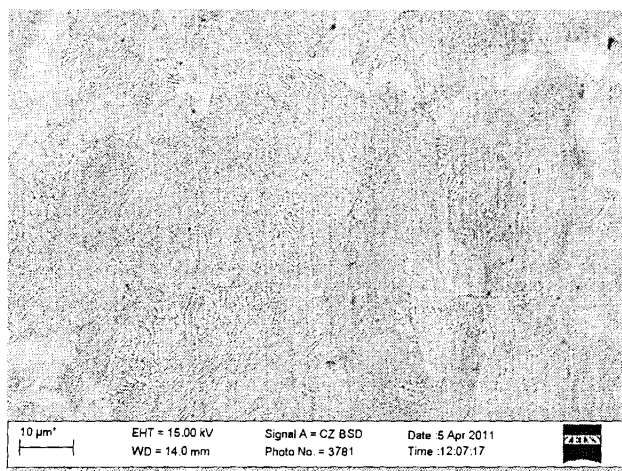


Рисунок 4.9 - Растрова електронна фотографія структурні складові:
пластинчатий перліт (шліф №3)

Поверхня шліфа №4 зміцнена поверхневим наклепом. Середня діагональ відбитку шліфа №4 за результатами трьох вимірювань - $D_v=40\text{мкм}$ (рис. 4.10). Зміцнення проводили на токарному верстаті за допомогою вкатного ролика. Швидкість обертання шпінделя – 240 об/хв. Твердість поверхні шліфа після поверхневого зміцнення становить HRC 25...28. Глибина зміцненого шару - 0,7 мм.

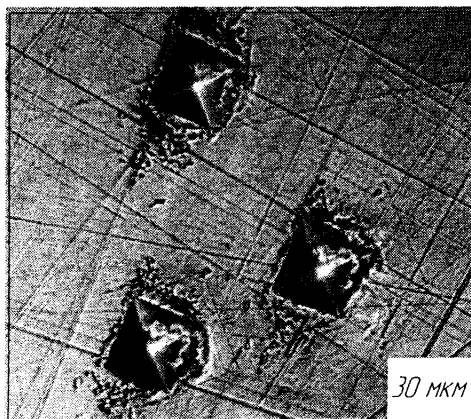


Рисунок 4.10 - Відбитки піраміди мікротвердоміра при навантаженні 2 Н-
пластична поверхнева деформація (шліф №4)

На електронній фотографії (рис. 4.11) зображені структурні складові сталі 40Х (ГОСТ 4543-71) (шліф №4) зміцненої поверхневим наклепом. На фотографії зображена структура – ферито-цементитна суміш.

Існують методи зміцнення основані на поверхневій пластичній деформації. Наклеп – це сукупність структурних змін і зв'язаних з ними властивостей при холодній пластичній деформації. В результаті деформації зерна витягуються в напрямку діючого навантаження. При холодній пластичній деформації міцність поверхні збільшується в 2-3 рази, тоді як характеристики пластичності знижуються в 30-40 раз [39,72].

Ферит є найбільш м'якою структурою, що приводить до виникнення м'яких плям. Ферит розміщений між пластинками перліту. Перліт має пластинчасту структуру шириною в десяті долі мкм. Довжина пластинок відповідає величині зерна металу [101,102].

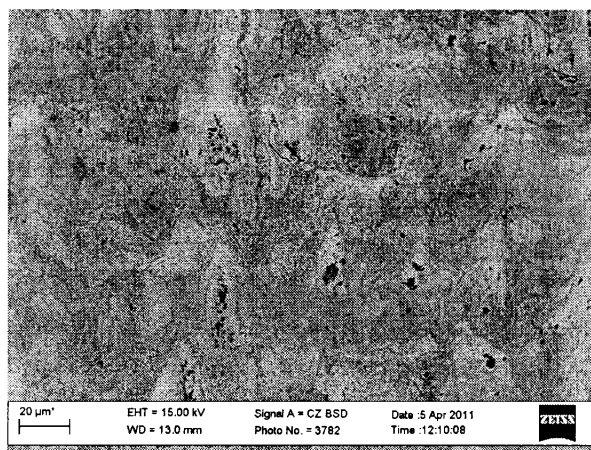


Рисунок 4.11 - Растрова електронна фотографія структурні складові: ферито-цементитна суміш (шліф №4)

Поверхні шліфів №5 та №6 (рис.4.12 та 4.13) зміцнено хіміко-термічним методом зміцнення – цементациєю. Цементация проводилася в твердому карбюризаторі в камерній електричній печі, де нагрівали до температури 900°C та витримали протягом 8 год. Для цементациї використали 30% свіжого карбюризатора та 70% відпрацьованого. Шліф №6 гартували в камерній електричній печі, нагріваючи до температури 840°C та витримали протягом

30 хв. Відпуск проводили при температурі 250°C . Охолодження – масло. Середня діагональ відбитку шліфа №5 за результатами трьох вимірювань - $D_B=34\text{мкм}$, шліфа №6 - $D_B=27\text{мкм}$. Глибина цементованого шару становить 1,2 мм. Твердість поверхонь шліфів №5 - HRC 26...28, №6 - HRC 42...46.

Таблиця 4.7 - Хімічний склад карбюратора

Назва компоненту	Масова доля компоненту, %
Вуглекислий барій	20±2
Вуглекислий кальцій	не більше 2,0
Двоокис кремнію	не більше 0,2
Сірка	не більше 0,04
Летючі речовини	не більше 7,0
Вода	не більше 4,0

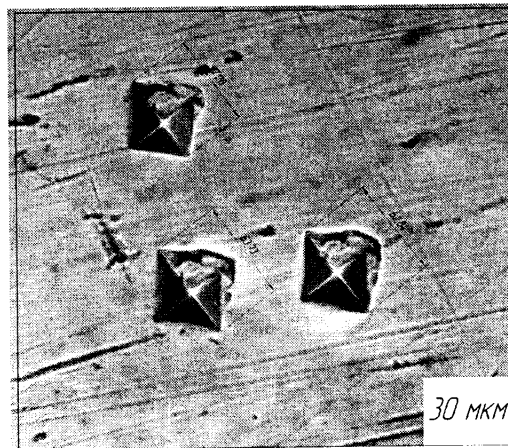


Рисунок 4.12 - Відбитки піраміди мікротвердоміра при навантаженні 2 Н - цементування (шліф №5)

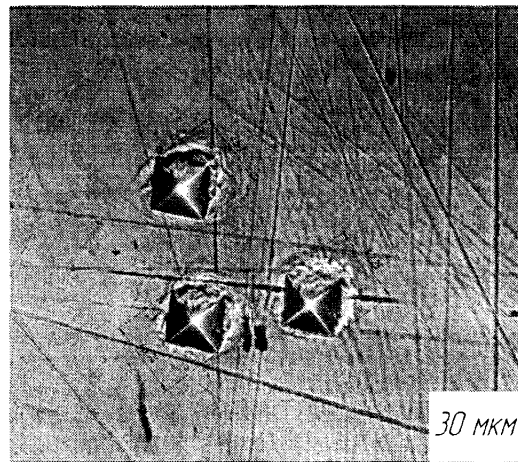


Рисунок 4.13 - Відбитки піраміди мікротвердоміра при навантаженні 2 Н - цементування (гартування 840°C, відпуск 250°C, охолодження – масло) (шліф №6)

Мікротвердість взірців розрахована за формулою:

$$H_{\mu} = 1,8544 \cdot P / d^2$$

де, $P = 2H$ – навантаження на піраміду;

d_{μ} – діагональ відбитку.

Проведено розрахунок мікротвердості взірців:

$$H_1 = 1,8544 \cdot 200 / 29^2 = 4400 \text{ МПа}$$

$$H_2 = 1,8544 \cdot 200 / 27^2 = 5080 \text{ МПа}$$

$$H_3 = 1,8544 \cdot 200 / 39^2 = 2400 \text{ МПа}$$

$$H_4 = 1,8544 \cdot 200 / 40^2 = 2310 \text{ МПа}$$

$$H_5 = 1,8544 \cdot 200 / 34^2 = 3200 \text{ МПа}$$

$$H_6 = 1,8544 \cdot 200 / 27^2 = 5080 \text{ МПа.}$$

Отримані значення зведено в таблицю 4.8.

На електронній фотографії (рис. 4.14) зображені структурні складові цементованої сталі 40Х (шліф №6). Після проведеного зміцнення утворилася структура у вигляді ферито-цементитної суміші.

Ферито-цементитна евтектоїдна суміш називається перлітом. Таким чином, нижче температури евтектоїдного перетворення будуть присутні зерна фериту та зерна перліту [101,102].

Таблиця 4.8 - Характеристики шліфів після різних методів зміцнення

Шліф	Вид гартування	Величина зміцненого шару, мм	Діаметр відбитку, мкм	Мікротвердість МПа	Твердість поверхні HRC _c , МПа	Примітка
1	Гартування 840°C	-	29	4400	42	Охолодження у воді, відпуск 450°C
2	Гартування 840°C	-	27	5080	40	Охолодження у маслі, відпуск 450°C
3	Гартування СВЧ	1,2	39	2400-серцевина	36...38	-
4	Поверхнева пластична деформація	0,7	40	2310-серцевина	25...28	-
5	Цементування 900 °С	1,2	34	3200	26...28	-
6	Цементування 900 °С	1,2	27	5080	42...46	Гартування 840°C, охолодження у маслі, відпуск 250°C

В процесі металографічного дослідження вивчали зріз поверхні металу, який попередньо був шліфований, полірований та травлений спеціально підібраними реактивами. Хімічна активність цементиту більша, ніж фериту, тому в суміші цементит створює рельєф поверхні. Цементит — з'єднання нестійке і в окремих випадках розпадається і при розпаді утворюється вільний вуглець у вигляді графіту.

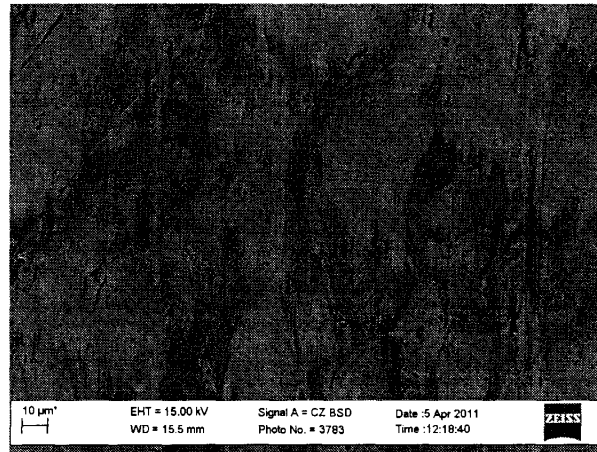


Рисунок 4.14 - Растрова електронна фотографія структурні складові: ферито-цементитна суміш (шліф №5)

На електронній фотографії (рис. 4.15) зображені структурні складові цементованої сталі 40Х (шліф №6) після гартування та відпуску. Після проведеного зміцнення утворилася структура мартенситного типу. В даному випадку кристали мартенситу мають характерну форму голок (пластин).

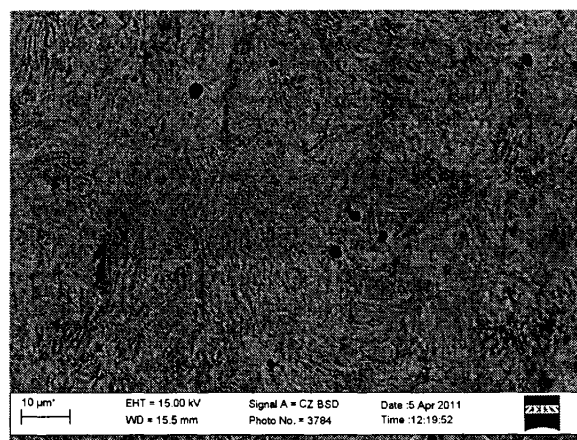


Рисунок 4.15 - Растрова електронна фотографія структурні складові: структура мартенситного типу (шліф №6)

Утворення мартенситу, з одної сторони, служить додатковим джерелом локального перенапруження, і тоді спонукає до швидкого руйнування; з іншої сторони є додатковим механізмом релаксації напружень, призводить до зниження опору пластичній деформації. Виникнення мартенситних кристалів знімає локальне перенапруження – і запобігає зародженню або розповсюдженню тріщин.

Оскільки тріщини виникають не лише під час охолодження, але й через деякий час після нього, відпуск проводять для зняття напружень і зменшення тетрагональності гратки мартенситу. Підвищення температури відпуску, як правило, знижує твердість і підвищує в'язкість сталі, але знижує її міцність та зносостійкість. Відпуск потрібно проводити відразу після завершення гартування, але не пізніше, як через 2 години після гартування. У зв'язку з цим для збереження зносостійкості і твердості сталі 40X проводять високий відпуск. Високий відпуск є економічною і простою операцією, під час якої сталь нагрівають до температури, що лежить дещо нижче t_{A_1} , витримують до повного прогрівання і завершення дифузійних процесів, потім охолодження на спокійному повітрі [82,101,102].

Необхідно враховувати, що при підвищенні температури нагріву гартування, зростають теплостійкість і прогартованість сталі, але через укрупнення зерна знижується їх в'язкість.

Після відпуску знижується міцність сталі внаслідок протікання незворотних структурних перетворень, тому що її карбідна фаза складається з цементиту, а також підвищується пластичність і ударна в'язкість.

Для підвищення опору втомному викришуванню зуби шестерні повинні мати високу твердість поверхні і відносно м'яку серцевину. Ефективним методом є зміцнення поверхні зубів цементуванням, так як після цементування і гартування за рахунок структурних перетворень металу в зубах виникають залишкові напруження стиску, які знижують вплив діючих напружень розтягу від корисного навантаження, що передається [23,24,25].

Вищевикладені дослідження по вибору методу зміцнення та металографічний аналіз дозволяють рекомендувати відповідний метод зміцнення, який буде забезпечувати зносостійкість, витривалість та найбільш підходить до умов ремонтного підприємства.

4.3 Обґрунтування методів підвищення ресурсу редукторів після ремонту

На основі проведених досліджень шести зрізів зі сталі 40Х, зміцнених різними видами гартування, можна зробити висновок, що найбільш ефективним методом зміцнення поверхні зубів зубчастої передачі є зміцнення гартуванням струмами високої частоти. Твердість поверхні шліфа становить HRC 36...38 та глибина зміцненого шару - 1,2 мм, що повністю відповідає технічним вимогам виготовлення зубчастих коліс та валів. В прокаті сталі 40Х в процесі металографічних досліджень виявлено структуру пластинчатого перліту, що як правило, недопустимо та не є оптимальним для серцевини деталі в процесі гартування струмами високої частоти, тому потрібно обов'язково проводити відпал або нормалізацію заготовки деталі перед її виготовленням.

Внаслідок зміцнення методом об'ємного гартування та цементування, де сталь нагрівали до температури більше 800°C, на поверхні зразка утворилася окалина товщиною 0,1-0,3 мм. В результаті значно змінились геометричні розміри зразка. Для зубчастої передачі – це значні зазори в спраженнях. Важливим недоліком цих методів є створення внутрішніх напружень в металі, що призводить до залишкових деформацій, особливо довгомірних деталей.

Зміцнення поверхневим наклепом є досить ефективним зміцненням. Твердість поверхні шліфа (HRC 25...28) та глибина зміцненого шару (0,7 мм) після поверхневого зміцнення не повністю відповідає технічним вимогам виготовлення зубчастих коліс та валів. Відповідність технічним вимогам можна досягти збільшивши силу вдавлювання інструменту в поверхню

деталі. Для круглої або плоскої поверхні, цей вид зміцнення поверхні є ефективним. Зміцнення поверхні зубів зубчастої передачі поверхневим пластичним деформуванням складає деякі труднощі, так як для цього потрібно відповідне оснащення.

Шорсткість поверхні після нарізання зубів зубчастої передачі являє собою сукупність різних за величиною і геометричною формою нерівностей. В процесі припрацювання ці нерівності на поверхнях спряження піддаються дії нормальних та дотичних напружень. Інтенсивній дії підлягають найбільш високі та гострі нерівності, які за рахунок великих напружень зрізуються або пластично деформуються. Пологі та гладкі нерівності також підлягають інтенсивній дії великої адгезії в процесі тертя, що призводить до значної зміни їх геометричних розмірів. Тому, в сукупності нерівностей, які мають різну висоту та радіус заокруглення, в більш комфортних умовах знаходяться проміжні за своїми розмірами нерівності [30].

Мікрогеометрія (шорсткість) поверхні, яка виникає в процесі механічної обробки впливає на зносостійкість, витривалість, опір ударним навантаженням, корозійну втому. Міцність і пластичність змінюється мало. На зносостійкість впливає метод кінцевої операції механічної обробки [30].

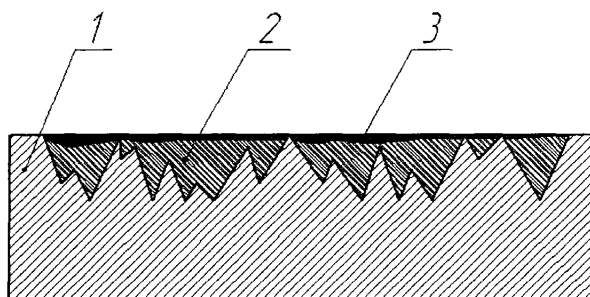
Із збільшенням навантаження в контактi збільшується потужність тертя, тепловиділення, а також контактна температура. Товщина змащувальної плівки внаслідок зменшення в'язкості з підвищенням температури зменшується. Таким чином, із збільшенням навантаження небезпека заїдання зубчастої передачі практично у всіх випадках зростає. Із зменшенням шорсткості робочих поверхонь зубів коліс можна значно зменшити максимальну миттєву температуру в зоні контакту зубів [36].

Першочерговим завданням після гартування поверхні зубів зубчастої передачі струмами високої частоти є зниження температури поверхні тертя. Цього можна досягти за рахунок зменшення шорсткості поверхні тертя. Зубчасті передачі ШСНУ є важконавантаженими передачами, які сприймають значні питомі навантаження при малих швидкостях ковзання.

Тому для захисту поверхонь тертя від прямого контакту, захисту від заїдання, зниження теплового напруження контакту запропоновано застосування м'яких металів для створення стабільної захисної плівки.

Для зменшення шорсткості доцільно використати ХАДО - технологію. у початковому стані поверхні тертя деталей — це виступи та впадини, заповнені продуктами зношування і забрудненнями оливи та присадок. Частиці ХАДО значно більші за виступи і впадини мікрорельєфу, тому під час роботи зубчастої пари, виступи, як зубці млина, розмелюють їх. Під час розмелювання відбувається процес мікрозварювання. У місцях виступів з'являється металокерамічний захисний шар. Внаслідок чого твердість поверхні перевершує твердість основного металу, компенсуються зазори, знижується температура поверхні тертя [30,74].

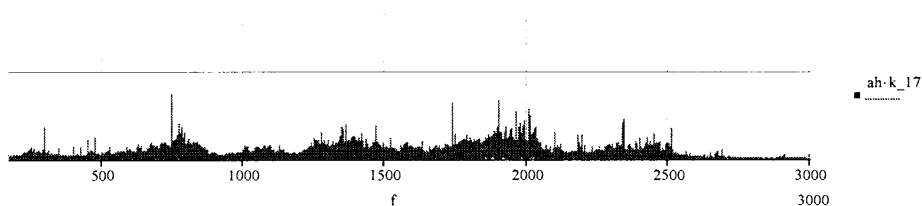
Для зменшення значення амплітуди вібрацій та захисту поверхонь тертя, зміцнених ХАДО - технологією, від прямого контакту, підвищення несучої властивості і ресурсу роботи пари тертя використали оливу з порошком міді ПГ-19М-01 ТУУ 322-19-004-96. В результаті припрацювання порошок міді на поверхні зубів утворює стабільну захисну плівку (рис.4.16). Для важконавантажених передач цей метод виявляє особливий інтерес, так як в експлуатації машин практично не було мастильних матеріалів, які витримують питомі навантаження до 150 МПа [30] при малих швидкостях ковзання. Плівки м'яких металів скорочують час припрацювання поверхонь тертя, захищають від заїдання, знижують теплове напруження контакту.



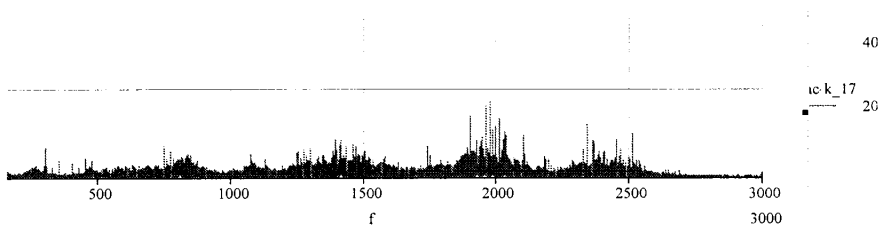
1- основний метал; 2- наповнювач ХАДО; 3- шар міді

Рисунок 4.16 - Поверхня тертя, утворена компонентами ХАДО та порошком міді

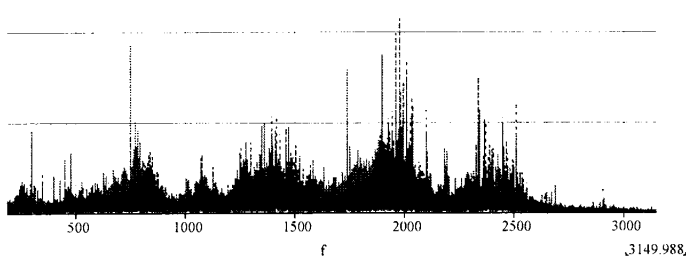
Були проведені дослідження методом вібродіагностування зубчастої передачі редуктора модельного стенда. Знято вібраційну характеристику редуктора, коли поверхні зубчастої передачі, гартовані струмами високої частоти (рис.3.14), підлягали 50 годинам роботи редуктора з використанням ХАДО –технології (рис.4.17а) та після використання порошку міді ПГ-19М-01 (рис.4.17б). Проаналізувавши спектри вібрації редуктора після його виготовлення та після використання ХАДО –технології, можна зробити висновок, що рівень вібрації після використання ХАДО –технології є значно нижчим. В процесі використання порошку міді, як добавки до оливи редуктора після використання ХАДО –технології, значення амплітуди вібрації значно зменшилося (рис.4.17в).



а)



б)



в)

а - із застосуванням оливи І-40 із добавкою ХАДО; б - із застосуванням порошку міді, як присадки до мастильного матеріалу з добавкою ХАДО;

в - суміщені спектри

Рисунок 4.17 - Спектри вібрації редуктора ШСНУ

Висновки до розділу

1 Значний відсоток відмов обумовлений зростанням рівня вібрації виникає в процесі експлуатації через зношування деталей редуктора, тому є потреба у вдосконаленні технологічного процесу зміцнення поверхні зубів.

2 Виявлено, що найбільш ефективним методом зміцнення поверхні зубів зубчастої передачі є гартування струмами високої частоти з застосуванням ХАДО-технології та добавки порошку міді, використання якого значно зменшує рівень вібрації редуктора.

РОЗДІЛ 5

ПРОГНОЗУВАННЯ І ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ РЕДУКТОРІВ ШСНУ

Проектування будь-якої складної технічної системи – перший і основний етап, на якому закладається певний рівень його надійності. Тому на різних етапах проектування обладнання виникає необхідність прогнозувати очікувану надійність. Прогнозування особливо важливо на ранніх етапах проектування, коли необхідно порівняти за надійністю різні варіанти структурних схем проектованої системи та її вузлів, що дає можливість своєчасно прийняти міри з підвищення надійності.

Основним принципом прогнозування надійності обладнання в процесі проектування повинен бути системний підхід, який дозволяє враховувати особливості конструкції, можливості виробництва і умови експлуатації.

В прогнозуванні надійності сучасні нафтопромислові машини і механізми розглядаються як складні системи, що складаються з великої кількості деталей та складальних одиниць, які функціонально зв'язані між собою [142].

5.1 Методика прогнозування довговічності редукторів ШСНУ

5.1.1 Використання функціонально-вартісного аналізу (ФВА) для вдосконалення ремонту редукторів

Прогресивність інженерних рішень, які закладаються в конструкцію машини, в технологію, організаційну структуру, органічно пов'язана з показниками економічності. Тому для комплексного вирішення проблеми необхідно засвоєння сучасних методів створення нової техніки і їх впровадження в практику проектування і виробництва. Ці методи об'єднані в систему функціонально-вартісного аналізу (ФВА), застосування якого забезпечує економічність будь-яких дій і рішень, пов'язаних з формуванням вартості [2,4,28].

Вдосконалення технології ремонту редукторів штангових свердловинних насосних установок (ШСНУ) та зниження витрат на його виконання можливо забезпечити тільки колективною участю в аналізі даного об'єкту різних спеціалістів, які входять в склад дослідно-робочої групи (ДРГ). Діяльність ДРГ повинна регламентуватися відповідним положенням та знаходитися на правах самостійного структурного підрозділу. Дослідження слід проводити в декілька етапів.

На підготовчому етапі керівник ДРГ повинен психологічно мобілізувати та професійно підготувати колектив групи до подолання проблем, які виникатимуть під час проведення дослідження.

Основним завданням інформаційного етапу – збирання і всебічне вивчення інформації по даному об'єкту. Цей етап є фундаментом ФВА. Від повноти і достовірності зібраної інформації, правильності її обробки і вивчення залежить успіх наступних етапів ФВА [28].

В першу чергу виконавець ремонту редуктора ШСНУ повинен знати, що потрібно замовнику. Основні дані про те, що потрібно замовнику, знаходяться в технічних умовах на ремонт редукторів ШСНУ. Але в наш час, коли наука і техніка невпинно розвивається, не є винятком, що деякі вимоги відображають уже вчорашній день. З кожним роком змінюються умови експлуатації, з'являються нові матеріали, технології. Тому дуже важливо перебувати в постійному контакті із замовниками. Важливим елементом інформаційного етапу є проведення опитування замовників. Найбільш ефективним способом опитування є анкетування.

Аналітичний етап створює ґрунт для подальшого вирішення проблеми на творчому етапі ФВА. Тому змістом аналітичного етапу є більш глибоке вивчення обладнання і встановлення зв'язку між його елементами, функціями. Від чіткості формулювання питань залежить успіх аналізу. Результативність ФВА прямо пропорційна якості проведення аналітичного етапу [28].

Підхід до визначення класифікаційних ознак функцій і їх об'єднання в єдину модель заснований на принципі детермінованої логіки. Він

реалізується шляхом побудови діаграми FAST взаємопов'язаних функцій і застосовується для удосконалення існуючих, а також при створенні нових технічних систем [1]. Діаграма FAST для редуктора ШСНУ запропонована на рис. 5.1.

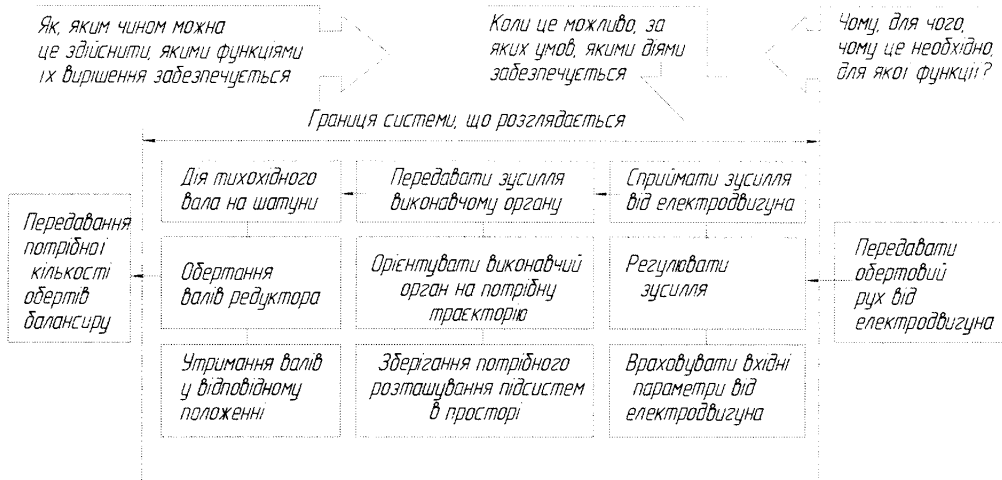


Рисунок 5.1 - Діаграма FAST для редукторів ШСНУ

Творчий етап ФВА є основним етапом. Попередня робота дозволяє вибрати і визначити технічні задачі, від розв'язання яких залежить загальний результат роботи. Можна виділити три суттєво різні стратегії пошуку нового: випадковий пошук; пошук варіантів на основі виявлення і визначення поля пошуку та систематичного аналізу в рамках цього поля; логічний пошук. На загальному рівні процес переходу від проблеми до її зняття може бути зображений у вигляді визначеної послідовності (рис. 5.2).

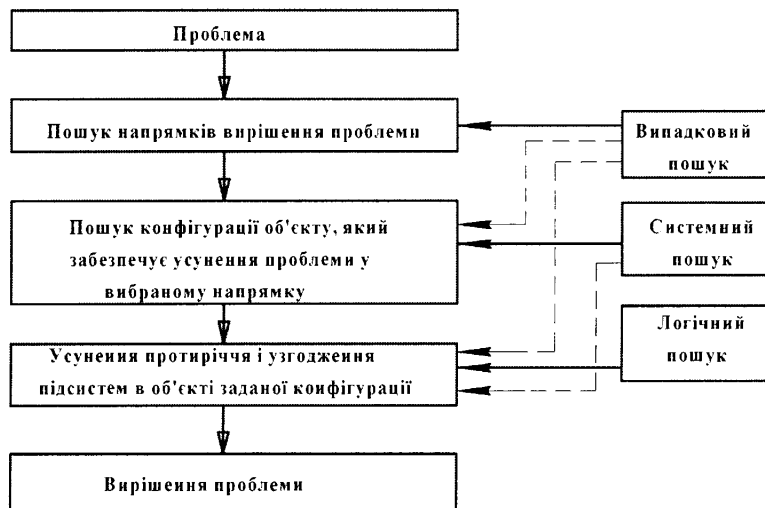


Рисунок 5.2 - Загальна стратегія пошуку вирішення проблеми

Метод мозкового штурму, який відноситься до методів випадкового пошуку, найбільш ефективний для пошуку загальних напрямків вирішення проблеми. Метод морфологічного аналізу застосовується для дослідження і розширення поля пошуку.

Техніка ФВА в більшості базується на вмінні використовувати методи пошуку, тому учасники аналізу, а особливо керівник ДРГ, повинні мати відповідні навички їх застосування [2,28].

Важливою системною закономірністю, яка належить всім об'єктам техніки в тому числі і редукторам ШСНУ в їх історичному розвитку, є закономірність зменшення витрат на виготовлення обладнання, а також на їх ремонт. Доведена до свого логічного завершення, ця закономірність дозволяє побудувати функціонально-технічну модель об'єкту у вигляді технічної системи (ТС), тобто такої, якої немає, але функції якої виконуються.

Під ідеальною ТС розуміють спосіб отримання корисного результату без будь-яких на це витрат, тобто реалізація функції в чистому вигляді.

Розвиток ТС проводиться, як правило, шляхом послідовного удосконалення окремих вузлів, які реалізують корисні характеристики системи. При цьому виявляється, що деякі можливі спрощення і покращення неможливо реалізувати, так як це приведе до погіршення працездатності системи в цілому. В ТС деякі зміни на рівні фізичних властивостей і взаємодій елементів приводять до двох протилежних результатів на рівні входу і виходу системи, тобто, проявляється протиріччя розвитку ТС, або технічне протиріччя. Воно є рухомою силою розвитку ТС [2,4,28].

Технічне протиріччя - це взаємообумовлене покращення і погіршення сторін, якостей, властивостей ТС, які виявляються при зміні параметра вузлового елемента системи.

В даному випадку ТС являє собою корпус редуктора, всередині якого розміщена двоступенева зубчаста передача, три пари підшипників, що містяться в корпусах і є опорами для валів. Обертний рух, навантаження і вібрація, що виникає в трансмісії від електродвигуна до привідного вала

редуктора, передається далі через проміжний вал до тихохідного. Потрібно покращити якість ремонту і зменшити витрати на його проведення [3,4].

Таким чином, потрібно: вдосконалити технологію проведення ремонту, зменшити металоємкість вузлів і деталей та зменшити витрати на їх виготовлення. Із графічної схеми технічного протиріччя (рис. 5.3) робимо висновок, що технічного протиріччя, як такого, в даному випадку немає.

Проведення ремонту редукторів ШСНУ без застосування прогресивних технологій, що проводиться в даний час, в результаті дає низьку якість і високу собівартість виконання ремонту. При застосуванні прогресивних технологій пропонується впровадити нові методи виготовлення деталей, їх термічної обробки, зміцнення поверхні, а також виготовлення пристроїв для зменшення трудових витрат на ремонт.

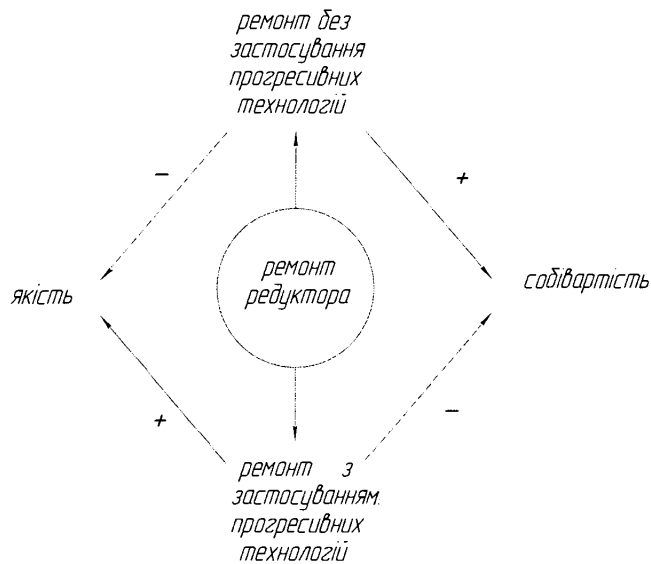


Рисунок 5.3 - Графічна схема технічного протиріччя

Пропонується заміна матеріалів для виготовлення і ремонту редукторів на більш дешеві, і які б не поступалися відповідними властивостями. В даному випадку слід взяти до уваги, що значно зменшиться собівартість ремонту у випадку зменшення металоємкості заготовок шляхом виготовлення поковок, відливок з найменшими припусками на обробку, та застосування прокату відповідного діаметру, а тим самим зменшаться трудові витрати на їх виготовлення [2].

Перехід нашої країни до ринкової економіки особливо наглядно виявляє відставання рівня нашого господарювання. Засоби, які ми маємо, в більшості випадків використовуються невміло, тому що до сьогоднішнього дня це було обумовлено відсутністю господарського зацікавлення первинних трудових колективів і окремих працівників.

5.1.2 Використання функціонально-вартісного аналізу (ФВА) для зниження витрат на ремонт редукторів

Об'єктом ФВА є редуктор Ц2НШ-750 з *оливозгіними шайбами* штанювої свердловинної насосної установки з такими основними параметрами [98]:

маса	2820 кг,
крутний момент на вала	40 кН·м
передавальне відношення зубчастої передачі	37,18.

Метою ФВА є зниження вартості ремонту редуктора без погіршення його експлуатаційних характеристик.

За результатами оброблення економічної інформації, згідно дефектної відомості на редуктор Ц2НШ-750, який було відремонтовано на підприємстві, проаналізовано витрати на виготовлення деталей і вузлів редуктора для проведення його ремонту (табл. 5.1).

Визначено деталі і вузли редуктора, які вирізняються порівняно великими витратами на ремонт: позиції 5, 7, 11, 14, 15, 16, 17. Складаючи 47,6% за кількістю, вказані вузли і деталі сягають 96% загальної вартості ремонту. Дані результати визначають шлях аналітичного пошуку.

На основі вивчення структурно-елементної моделі в процесі функціонування редуктора ШСНУ:

- а) розподілено матеріальні носії між функціями (табл. 5.2);
- б) визначено основні та допоміжні функції;
- в) визначено витрати на виконання кожної з визначених функцій, як суми собівартості виготовлення їх матеріальних носіїв;

Таблиця 5.1 - Структура собівартості ремонту

№п/п	Складальна одиниця, деталь	Кількість		Собівартість виготовлення, ремонту, реставрація, грн.
		шт.	кг	
1	Привідний вал	1		525,84
2	Проміжний вал	1		1561,64
3	Кришка підшипника привідного вала	2		380,88
4	Кришка підшипника проміжного вала	2		360,18
5	Кришка підшипника тихохідного вала	2		430,8
6	Кришка оглядова	1		33,52
7	Гальмівний барабан	1		321,3
8	Оливозамірний щуп	1		6,4
9	Сапун	1		7,86
10	Пробка густого мащення	6		21,4
11	Оливозгінна шайба	4		778,5
12	Підшипник 2619	2		978
13	Підшипник 2622	2		1050
14	Підшипник 3534	2		1536
15	Прокладки із пароніту		3,5	46,55
16	Ущільнення валів (войлок)		0,15	5,31
17	Олива		130	699,4
18	Фарба		3,5	26,46
19	Розчинник		0,5	3,25
20	Солідол		3	21
21	Кріпильні вироби		5,57	39

Продовження таблиці 5.1

Всього	8833,29
Слюсарні роботи	725,4
Газорізальні та зварювальні роботи	138,9

Таблиця 5.2 - Класифікатор функцій

Функція	Елементи конструкції
Захищає деталі, які наповнюють редуктор, від дії навколишнього середовища	Корпус, кришка, сапун, кришка оглядова
Слугує опорою вала під час обертання	Підшипники
Зменшує частоту обертання вихідного вала	Ведучий, ведений, проміжний вали, шків
Запобігає провертанню вала, передає крутний момент	Шпонки, стопорні шайби, упорні кільця
З'єднує, кріпить деталі, вузли	Елементи з'єднань
Запобігає саморвідгвинчуванню гайок	Контргайки
Зменшує коефіцієнт тертя	Олива, солідол
Захищає від зношування корпус редуктора	Корпуси підшипників
Захищає підшипники від дії навколишнього середовища	Кришки підшипників
Запобігає витіканню оливи з корпусу	Ущільнення, оливозгінні шайби, прокладки
Врівноважує ШСНУ	Кривошипи
Забезпечує гальмування редуктора	Гальмівний барабан
Забезпечує технічне обслуговування	Оливозамірний щуп, пробка густого мащення
Захищає поверхню редуктора від дії навколишнього середовища	Фарба

г) визначено місця функцій за витратами (табл. 5.3);

д) виявлено конструктивні, технологічні, експлуатаційні недоліки матеріальних носіїв функцій.

Після класифікації функцій згідно виробничих витрат для подальшого дослідження виділяємо функції: F1, F3, F5, F6, F7, F8. Дані функції є найбільш дорогими і складають 97,7% собівартості ремонту редуктора.

Для визначення із роду виділених функцій таких, що володіють надлишковими витратами, проведено експертну оцінку важливості кожної функції щодо забезпечення головної зовнішньої функції обладнання, визначено питому вагу функції в загальній собівартості, проведено порівняння важливості і вартості функції (табл. 5.4) [4,28].

Наявність від'ємного дисбалансу за функціями F1, F5, F6, F7, F8 звужує зону пошуку і конкретизує його мету. В даному випадку пропонується:

а) за F1 – для виготовлення валів редуктора використовувати заготовку відповідного діаметру з найменшим припуском на токарну обробку, тобто круг діаметром 110 мм замінити на круг діаметром 100 мм. Припуски на обробку поковок, з яких виготовляються вінці на зубчасті колеса проміжного вала, повинні бути якнайменші (2-3мм, а не 5-8мм). Внаслідок цього зменшаться також і трудові витрати на виготовлення цих деталей;

б) за F5, F6, F8 – литі заготовки, з яких виготовляють кришки підшипників, гальмівний барабан і оливозгінні шайби потрібно формувати і виготовляти з моделей. Це дасть змогу отримати конфігурацію деталі з найменшими припусками на обробку. В результаті зменшаться трудові витрати на виготовлення цих деталей. В даному випадку деталі виготовляються із литих заготовок циліндричної форми, що призводить до значного розходу металу;

в) за F7 – пропонується використання оливи для обкатування і випробовування декількох редукторів (6-8 одиниць обладнання) відповідно до концентрації забруднення оливи.

Таблиця 5.3 - Класифікація функцій за виробничими витратами

Значення функції	Позначення функції	Функції	Витрати на функцію грн.	Місце функції за витрат.
осн.	F1	Зменшує частоту обертання вала електродвигуна	2024,24	2
осн.	F2	Захищає деталі, які наповнюють редуктор, від дії навколишнього середовища	46,69	8
осн.	F3	Слугує опорою під час обертання	3564	1
осн.	F4	Захищає від зношування корпус редуктора	-	
осн.	F5	Захищає підшипники від дії навколишнього середовища	1171,86	3
осн.	F6	Забезпечує гальмування редуктора	321,3	6
осн.	F7	Зменшує тертя	720,4	5
осн.	F8	Запобігає витіканню оливи з корпусу	825,05	4
доп.	F9	Запобігає провертанню вала	63,24	7
доп.	F10	З'єднує, кріпить деталі, вузли	39	9
доп.	F11	Запобігає саморозгвинчуванню гайок	-	
доп.	F12	Врівноважує	-	
доп.	F13	Забезпечує технічне обслуговування	27,8	11
доп.	F14	Захищає поверхню редуктора від дії навколишнього середовища	29,71	10

Таблиця 5.4 - Порівняльний аналіз важливості функцій і їх собівартості

Позна- чення функції	Функція	Важли- вість функції, %	Вартість функції в % до загальної собівартості	Наявність дисбалансу
F1	Зменшує частоту обертання вихідного вала	50,6	41,4	-
F3	Слугує опорою під час обертання	20,5	23,45	-2,95
F5	Захищає підшипники від дії навколишнього середовища	11,1	13,52	-2,42
F6	Забезпечує гальмування редуктора	3,12	3,72	-0,6
F7	Зменшує тертя	7,54	8,35	-0,81
F8	Запобігає витіканню оливи з корпусу	7,14	9,56	-2,42
	Всього	100	100	-9,2

Також пропонується проектування, виготовлення і застосування пристроїв для механізації ручної праці працівників, що, в свою чергу, дасть можливість зменшити час проведення ремонту, а, отже, і трудові витрати. Порівняння витрат на виготовлення деталей редуктора приведені в таблиці 5.5.

Таблиця 5.5 - Порівняння витрат на виготовлення деталей редуктора

Складальна одиниця, деталь	Кількість, шт.	Маса, кг	Собівартість, грн.
Швидкохідний вал	1	104,8/83	525,84/453,55
Проміжний вал	1	315,3/287,8	1561,64/1474,3
Гальмівний барабан	1	50/26,4	321,3/255,22
Оливозгінні шайби	4	122/60	778,5/604,9
Кришка швидкохідного вала	2	52/28	380,88/313,68
Кришка проміжного вала	2	60,4/34	360,18/286,26
Кришка тихохідного вала	2	78/40	430,8/324,4
Всього		782,5/559,2	4359,14/3712,31

Примітка: в чисельнику – витрати до ФВА, а в знаменнику – після ФВА.

За допомогою розробленої методики зниження витрат на ремонт редуктора на основі функціонально-вартісного аналізу металомісткість деталей редуктора зменшено на 223,3 кг (28,5%), внаслідок чого собівартість виготовлення зменшиться на 646,83 грн. Крім цього, собівартість виготовлення деталей зменшиться за рахунок зменшення трудових витрат на виготовлення цих деталей, що в загальному це суттєво не вплине на технічну характеристику обладнання.

5.1.3 Розроблення діагностичної моделі редуктора ШСНУ

Діагностична модель призначена для побудови та аналізу алгоритмів діагностування формалізованими методами. Використання діагностичної моделі дає змогу полегшити та формалізувати рішення діагностичної задачі.

В [59,60] виділені такі найбільш поширені форми діагностичних моделей:

- аналітичні форми діагностичних моделей, які є результатом аналітичного опису процесів проходження сигналів, чи системи рівнянь, що розв'язують параметри об'єкту;

- графоаналітичні моделі, які представляють собою опис об'єкту дослідження на базі теорії множин і теорії графів, як одного із способів наочного представлення об'єктів;

- функціонально-логічні моделі, які побудовані на основі логічного аналізу функціональної схеми об'єкту дослідження.

Присутність великої кількості зв'язків між структурними одиницями редукторів ШСНУ ускладнює виявлення певних аналітичних закономірностей в передачі та зміні діагностичних ознак [61,62,63]. Редуктори ШСНУ можна віднести до складної коливальної системи з розподіленими параметрами, тому точне аналітичне моделювання саме вібраційних процесів у редукторах є складною задачею. Ускладнюється задача моделювання наявністю лінійних та нелінійних зв'язків між вузлами редуктора, значна інерційність об'єкту та багато інших факторів. З метою пошуку шляхів [64] зниження інтенсивності вібрації приводу редуктора розглядається його спрощена лінійна аналітична модель, а також можливість спрощення системи або розбиття її на частини.

Тому для синтезу алгоритму діагностування вибрано функціонально-логічну модель, яка дає змогу простими засобами враховувати зв'язки між окремими елементами та вузлами об'єкту та враховувати вплив цих елементів на вимірювальні діагностичні ознаки.

Для детальнішого вивчення процесів, що відбуваються у редукторі ШСНУ, та полегшення розробки його діагностичної моделі, будемо функціональну схему редуктора ШСНУ зображену на рис.5.4. Аналізуючи структуру редуктора, виділимо три основні його функціональні частини: Привідний електродвигун, пасову передачу та редуктор. Через конструктивну складність та значні діючі навантаження редуктор є більш віброактивною частиною приводу в порівнянні з привідним електродвигуном. Всі основні вузли та деталі зв'язані між собою такими типами взаємозв'язків: жорстке з'єднання, сухе та напівсухе тертя, електромагнітні сили, гідродинамічне тертя. Жорсткі з'єднання не відіграють суттєвої ролі і, якщо не брати до уваги те, що з часом якість таких з'єднань погіршується (як наприклад – виникнення люфту в шківках пасової передачі та зубчастих колесах відносно валів через зминання шпонок та шпоночних пазів), то впливом такого виду з'єднання можна знехтувати.

Передача обертів від електродвигуна до редуктора за допомогою пасової передачі вносить відносно незначний вплив в процес роботи приводу. Досить вагомими видами взаємозв'язків є сухе, напівсухе та гідродинамічне тертя, на подолання яких в процесі роботи витрачається значна частина енергії, яка відповідно, перетворюється в шум та вібрацію або в теплову енергію. Оскільки обертовий момент, а одже і навантаження, яке сприймають зубчасті вали редуктора є різним, відповідно і різною буде для них робота, що виконується силами тертя. Це є дуже важливим при побудові моделі редуктора ШСНУ.

Так як врахування всіх наведених на рис.5.4 взаємозв'язків є надто складною науковою задачею, то при побудові діагностичної моделі слід задати певні спрощення та обмеження. Для побудови діагностичної моделі редуктора приймаємо за вихідну інформацію його спрощену схему (рис.5.5), враховуючи всі основні взаємозв'язки його деталей і вузлів.

Основні структурні одиниці редуктора згруповано в блоки і позначено символами $P_1 \dots P_n$. Входи блоку P_i , які є зовнішніми входами позначаються

через $X_1 \dots X_m$, входи блоку P_i , які є виходами інших блоків – $Y_{i,1} \dots Y_{i,n}$, а виходи блоку P_i – $Z_{i,1} \dots Z_{i,n}$, де $i = (1, n)$. Кожен блок має число входів (виходів), рівне числу його вхідних (вихідних) параметрів. Спрощену структурну схему представлено на рис.5.5.

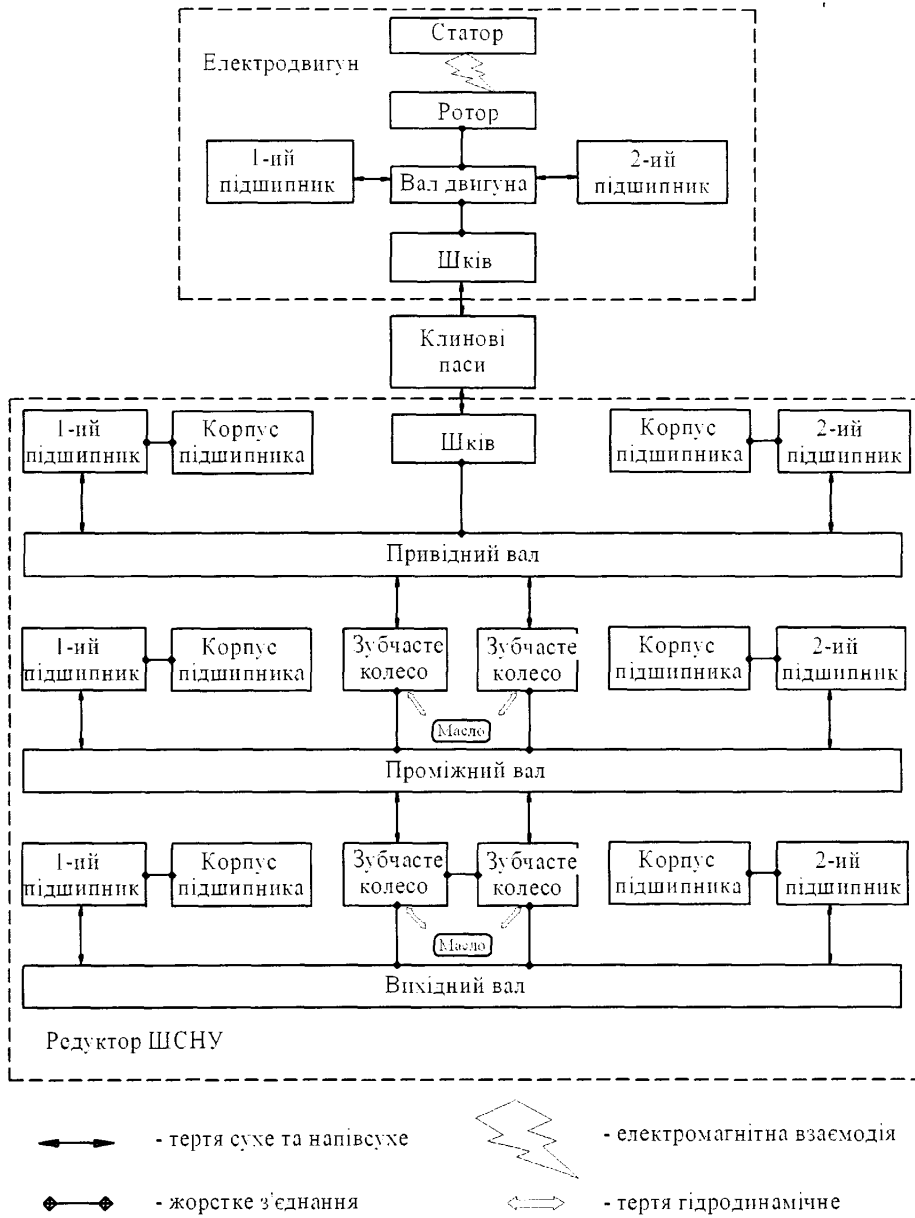


Рисунок 5.4 - Функціональна схема редуктора ШСНУ

До складу приводу редуктора входять такі робочі частини, як електродвигун (вал P_1 , обмотка статора (статор) P_6 , короткозамкнутий ротор P_7 , перший підшипник P_8 , другий підшипник P_9 , шків електродвигуна P_2), клинові паси P_3 та редуктор (шків редуктора P_4 , привідний вал P_5 , перший

підшипник привідного вала P_{16} , другий підшипник привідного вала P_{17} , корпуси підшипників привідного вала P_{22} , та P_{23} , проміжний вал P_{10} , перший підшипник проміжного вала P_{18} , другий підшипник проміжного вала P_{19} , корпуси підшипників проміжного вала P_{24} , та P_{25} , зубчасті колеса проміжного вала P_{12} та P_{13} , вихідний вал P_{11} , , перший підшипник вихідного вала P_{20} , другий підшипник вихідного вала P_{21} , корпуси підшипників вихідного вала P_{26} , та P_{27} , зубчасті колеса вихідного вала P_{14} та P_{15}).

На елементи діють:

X_1 - сила реакції опор;

X_2 – сила тертя мастила;

X_3 – сили електромагнітної взаємодії;

X_4 - сили обертового моменту.

Блоки приводу редуктора поєднуються між собою наступними зв'язками:

вихідна $Z_{7,6}$ і вхідна $Y_{6,7}$ сили електромагнітної взаємодії статор-ротор електроприводу;

вихідна $Z_{6,1}$ і вхідна $Y_{1,6}$ сили натягу ротора на валу електродвигуна;

вихідна $Z_{1,2}$ і вхідна $Y_{2,1}$ сили натягу шківів на валу електродвигуна;

вихідна $Z_{2,3}$ і вхідна $Y_{3,2}$ сили обертового моменту вала електродвигуна;

вихідна $Z_{4,3}$ і вхідна $Y_{3,4}$ комплексні сили реакції (тертя, сили обертового моменту, гідродинамічні ефекти);

вихідна $Z_{5,4}$ і вхідна $Y_{4,5}$ сили натягу шківів на привідному валу;

вихідні $Z_{12,10}$ та $Z_{13,10}$ і вхідні $Y_{10,12}$ $Y_{10,13}$ сили натягу зубчастих коліс на проміжному валі;

вихідні $Z_{12,5}$ та $Z_{13,5}$ і вхідні $Y_{5,12}$ та $Y_{5,13}$ сили тертя між поверхнями зубів, гідродинамічні ефекти, сили обертового моменту привідного вала та зубчастих коліс проміжного вала;

вихідні $Z_{14,11}$ та $Z_{15,11}$ і вхідні $Y_{11,14}$ та $Y_{11,15}$ сили натягу зубчастих коліс на вихідному валі;

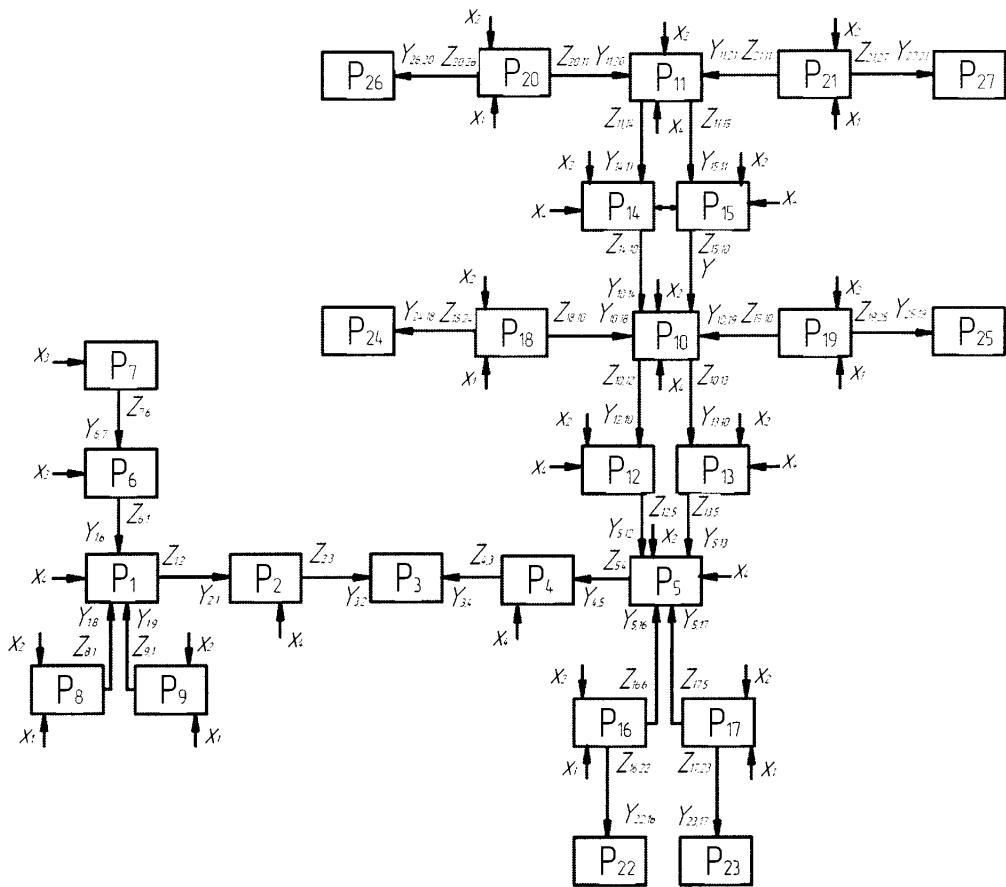


Рисунок 5.5 - Спрощена структурна схема редуктора ШСНУ

вихідні $Z_{14,10}$ та $Z_{15,10}$ і вхідні $Y_{10,14}$ та $Y_{10,15}$ сили тертя між поверхнями зубів, гідродинамічні ефекти, сили обертового моменту проміжного вала та зубчастих коліс вихідного вала;

Проаналізувавши побудовану модель (рис.5.5) найбільші сили прикладені до пасової передачі та приводного вала редуктора, які є найслабшими ланками в системі.

Оскільки привід редуктора ШСНУ призначений для виконання одного робочого алгоритму функціонування, в реалізації якого приймають участь всі елементи, а також всі зв'язки функціональної схеми приводу для всього робочого процесу діагностування будується лише одна функціональна схема. Для отримання логічної моделі кожен блок структурної схеми змінюється спрощеним блоком з відповідними зв'язками. В даному випадку функціональній схемі відповідає підмножина блоків логічної моделі із множини $Q_1 \dots Q_n$, де $n = \sum n_i = 23$ (рис.5.6).

Позначаємо блоки логічної моделі через: Q_1 – електромагнітні дефекти електродвигуна; Q_2 – збільшення зазору в підшипниках електродвигуна, Q_3 – викривлення валу електродвигуна, Q_4 - зношування клинових пасів, Q_5 - зношування привідного валу, Q_6 - збільшення зазору в підшипниках привідного валу, Q_7 - зношування корпусів підшипників привідного валу, Q_8 - зношування проміжного валу, Q_9 - зношування зубчастих коліс проміжного валу, Q_{10} - збільшення зазору в підшипниках проміжного валу, Q_{11} - зношування корпусів підшипників проміжного валу, Q_{12} - зношування вихідного валу, Q_{13} - зношування зубчастих коліс вихідного валу, Q_{14} - збільшення зазору в підшипниках вихідного валу, Q_{15} - зношування корпусів підшипників вихідного валу, Q_{16} - ослаблення кріплень фундаменту, Q_{17} – зношування шківів, Q_{18} - порушення паралельності осей валів редуктора, Q_{19} - дисбаланс, Q_{20} - механічні втрати, Q_{21} - невідповідність міжцентрової віддалі, Q_{22} - невідповідний натяг пасів пасової передачі, Q_{23} - перекошування шківів.

Електромагнітні дефекти електродвигуна Q_1 викликають надлишкові навантаження на його ротор та призводять до збільшення зазору в підшипниках електродвигуна Q_2 (зв'язок вихід $Z_{1,2}$ – вхід $Y_{2,1}$) та викривлення валу електродвигуна Q_3 (зв'язок вихід $Z_{1,3}$ – вхід $Y_{3,1}$). До наслідку Q_3 призводить також зношування шківів пасової передачі Q_{17} (зв'язок вихід $Z_{17,3}$ – вхід $Y_{3,17}$) та зазор в підшипниках електродвигуна Q_2 (зв'язок вихід $Z_{2,3}$ – вхід $Y_{3,2}$).

Досить поширений дефект Q_4 - зношування клинових пасів – може бути зумовлений цілим рядом причин: внаслідок викривлення вала електродвигуна Q_3 (зв'язок вихід $Z_{3,4}$ – вхід $Y_{4,3}$), зношування шківів Q_{17} (зв'язок вихід $Z_{17,4}$ – вхід $Y_{4,17}$), ослаблення кріплення фундаменту Q_{16} (зв'язок вихід $Z_{16,4}$ – вхід $Y_{4,16}$), та через невідповідний натяг пасів Q_{22} (зв'язок вихід $Z_{22,4}$ – вхід $Y_{4,22}$).

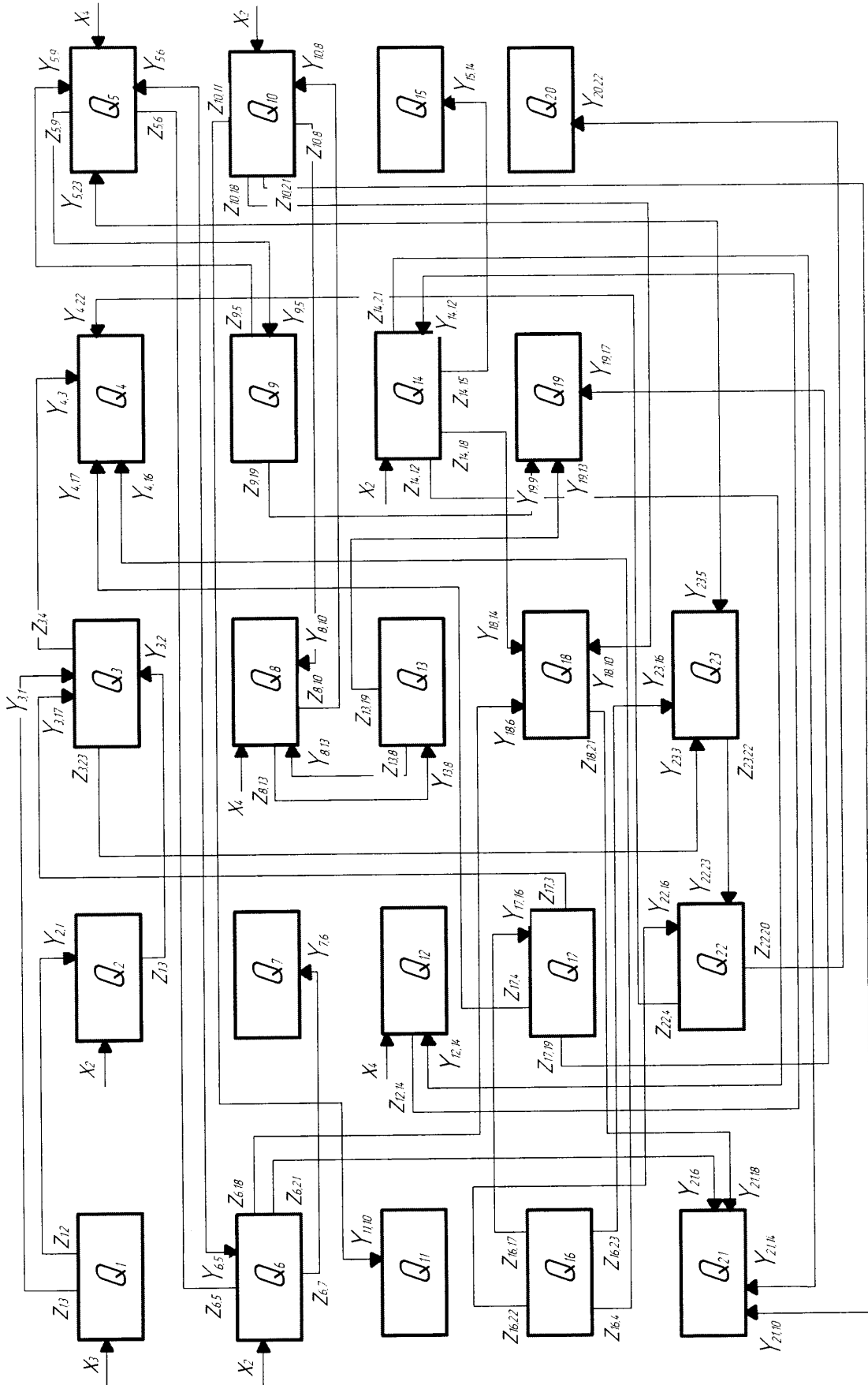


Рисунок 5.6 - Логічна діагностична модель редуктора ШСНУ

Вагомими причинами, що викликають відмови редукторів є зношування привідного вала редуктора Q_5 через зношування підшипників привідного вала Q_6 (зв'язок вихід $Z_{6,5}$ – вхід $Y_{5,6}$), зношування зубчастих коліс проміжного вала Q_9 (зв'язок вихід $Z_{9,5}$ – вхід $Y_{5,9}$) та перекошування шківів Q_{23} (зв'язок вихід $Z_{23,5}$ – вхід $Y_{5,23}$). В свою чергу підшипники привідного вала Q_6 спрацьовуються через зношування безпосередньо привідного вала Q_5 (зв'язок вихід $Z_{5,6}$ – вхід $Y_{6,5}$). Корпус підшипника привідного вала Q_7 спрацьовується внаслідок зношування підшипника привідного вала Q_6 (зв'язок вихід $Z_{6,7}$ – вхід $Y_{7,6}$).

Не менш вагомим є вихід з ладу проміжного вала Q_8 через зношування зубчастих коліс вихідного вала Q_{13} (зв'язок вихід $Z_{13,8}$ – вхід $Y_{8,13}$) та зношування підшипників безпосередньо проміжного вала Q_{10} (зв'язок вихід $Z_{8,10}$ – вхід $Y_{10,8}$). Дефекти зубчастих коліс проміжного вала Q_9 виникають через зношування привідного вала Q_5 (зв'язок вихід $Z_{9,5}$ – вхід $Y_{5,9}$). Підшипники проміжного вала спрацьовуються через Q_{10} ушкодження та дефекти зубів проміжного вала Q_8 (зв'язок вихід $Z_{10,8}$ – вхід $Y_{8,10}$). Корпус підшипника проміжного вала Q_{11} виходить з ладу внаслідок впливу Q_{10} – зношування підшипника (зв'язок вихід $Z_{10,11}$ – вхід $Y_{11,10}$).

Вагомими причинами, що викликають відмову вихідного вала редуктора Q_{12} є зношування підшипників безпосередньо вихідного вала Q_{14} (зв'язок вихід $Z_{14,12}$ – вхід $Y_{12,14}$) та навпаки від зношування підшипників Q_{14} залежить зношування вихідного вала Q_{12} . (зв'язок вихід $Z_{12,14}$ – вхід $Y_{14,12}$) Ушкодження зубчастого колеса вихідного валу Q_{13} залежить в свою чергу від виходу з ладу проміжного вала Q_8 (зв'язок вихід $Z_{8,13}$ – вхід $Y_{13,8}$). Зношування корпусу підшипника вихідного вала Q_{15} залежить від зношування підшипників Q_{14} (зв'язок вихід $Z_{14,15}$ – вхід $Y_{15,14}$). Дефекти шківів Q_{17} можуть спричинити ослаблення кріплення фундаменту Q_{16} (зв'язок вихід $Z_{16,17}$ – вхід $Y_{17,16}$).

Існує ряд причин, які впливають на паралельність валів редуктора Q_{18} зношування підшипників привідного вала Q_6 (зв'язок вихід $Z_{6,18}$ – вхід $Y_{18,6}$),

зношування підшипників проміжного вала Q_{10} (зв'язок вихід $Z_{10,18}$ – вхід $Y_{18,10}$), зношування підшипників вихідного вала Q_{14} (зв'язок вихід $Z_{14,18}$ – вхід $Y_{18,14}$). Зношення зубчастих коліс проміжного вала Q_9 викликає поширений дефект – дисбаланс Q_{19} . (зв'язок вихід $Z_{9,19}$ – вхід $Y_{19,9}$), зубчастих коліс вихідного вала Q_{13} (зв'язок вихід $Z_{13,19}$ – вхід $Y_{19,13}$), шківів Q_{17} (зв'язок вихід $Z_{17,19}$ – вхід $Y_{19,17}$). Суттєво впливає на механічні втрати Q_{20} натяг пасів Q_{22} (зв'язок вихід $Z_{22,20}$ – вхід $Y_{20,22}$).

Проблема утримання міжцентрової віддалі Q_{21} залежить від зношування підшипників привідного вала Q_6 (зв'язок вихід $Z_{6,21}$ – вхід $Y_{21,6}$), підшипників проміжного вала Q_{10} (зв'язок вихід $Z_{10,21}$ – вхід $Y_{21,10}$), підшипників вихідного вала Q_{14} (зв'язок вихід $Z_{14,21}$ – вхід $Y_{21,14}$), паралельності валів Q_{18} (зв'язок вихід $Z_{18,21}$ – вхід $Y_{21,18}$).

Проблема натягу пасів Q_{22} викликана двома причинами: ослаблення кріплення фундаменту Q_{16} (зв'язок вихід $Z_{16,22}$ – вхід $Y_{22,16}$) та перекошування шківів Q_{23} (зв'язок вихід $Z_{23,22}$ – вхід $Y_{22,23}$). Перекошування шківів Q_{23} виникає через дві причини: викривлення валу електродвигуна Q_3 (зв'язок вихід $Z_{3,23}$ – вхід $Y_{23,3}$) та ослаблення кріплень фундаменту Q_{16} (зв'язок вихід $Z_{16,23}$ – вхід $Y_{23,16}$).

Таким чином, логічна діагностична модель дає наочне представлення про найбільш схильні до виникнення дефектів елементи та вузли приводу редуктора, а також зв'язки структурних та діагностичних параметрів, що в кінцевому результаті дозволить вибрати діагностичні ознаки і покласти їх в основу методів контролю стану редуктора ШСНУ, які розробляються. Логічна діагностична модель дасть змогу встановити і класифікувати розвиток дефектів, визначити напрямок їх розвитку та причинно-наслідковий зв'язок з іншими дефектами.

5.1.4 Визначення допустимих рівнів вібрацій редукторів ШСНУ

Визначення технічного стану механізмів має виключно важливе практичне значення через можливість визначення раціональних термінів та об'ємів ремонтів. Найбільш інформативним методом для визначення технічного стану є контроль вібрацій. Разом з тим особливе значення має нормування, тобто визначення допустимих значень. В більшості випадків потрібно використовувати рекомендації стандартів, таких як ГОСТ ИСО 8579-2-2002 та ін. В даному випадку допустимі рівні вібрації, які рекомендуються, не можуть використовуватися для редукторів ШСНУ [172,42,48,127].

Так, наприклад, допустимий рівень вібрації для редуктора РН-2300 ШСНУ СКН5, який приводиться в рух електродвигуном потужністю 12кВт у відповідності з ГОСТ ИСО 8579-2-2002 складає 8,3мм/с, що явно недопустимо.

Крім цього проведені вимірювання показують, що дефекти підшипників вхідного вала приводять до збільшення вібрацій лише до рівня 2,9 мм/с. Очевидно, що допустимі значення в цьому випадку повинні бути значно нижчі.

Для нормування вібрації редукторів ШСНУ необхідно враховувати такі особливості:

- в більшості випадків велика маса і габарити;
- вплив інших складових ШСНУ на стан редуктора;
- відносно мала маса обертових елементів відносно маси корпусу.

Вібрації, які виникають в механізмі, передаються на корпус редуктора через підшипниковий вузол. Розглянемо опору вала, як частину корпусу редуктора. Елементи опорного вузла утворюють механічну систему. Система складається з:

- вала, що обертається, з насадженими зубчастими колесами, є джерелом поліграфічної вібрації;

- підшипника кочення, який володіє пружними властивостями та передає вібраційні коливання на корпус;

- опори (частини корпуса редуктора), призначеної для затухання механічних коливань та фіксації положення вала.

Працездатність приведеної системи великою мірою визначається безвідмовною роботою підшипників кочення. Дана система приведена до математичної двомасової моделі з двома степенями вільності (рис. 5.7). В цій моделі вал масою m_1 навантажений періодичною силою $P_0 \sin \omega t$, яка виникає в результаті дефектів, дії технологічних та динамічних навантажень, та встановлений на підшипнику кочення з жорсткістю C_1 на опорі масою m_2 з жорсткістю C_2 . Спростуємо модель, нехтуючи демпфіруванням підшипника та опори: $b_1=b_2=0$.

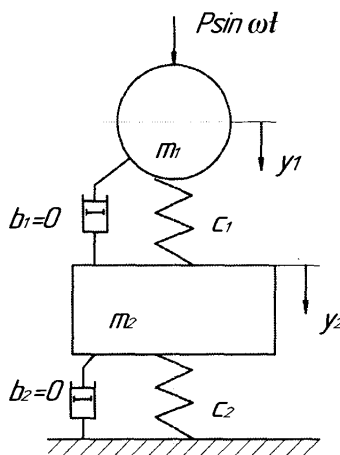


Рисунок 5.7 - Математична модель опори

В результаті необхідно визначити механічні коливання опори y_2 , які викликані силами, які діють з кутовою швидкістю ω . Застосовуємо рівняння Лагранжа другого роду:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_k} - \frac{\partial T}{\partial q_k} = Q_k - \frac{\partial \Pi}{\partial q_k}, \quad k = 1, 2 \dots n, \quad (5.1)$$

Тут за узагальнені координати q_1 і q_2 прийняли абсолютні вертикальні переміщення тіл y_1 і y_2 з положення їх статичної рівноваги.

Тоді кінетична T_k , потенціальна Π енергія і функція Релея R визначатимуться виразами:

$$T_k = \frac{1}{2} \dot{a}_1 \dot{q}_1^2 + \frac{1}{2} a_2 \dot{q}_2^2 \quad \Pi = \frac{1}{2} c_1 q_1^2 + \frac{1}{2} c_2 (q_2 - q_1)^2 \quad R = \frac{1}{2} b_1 \dot{q}_1^2 + \frac{1}{2} b_2 \dot{q}_2^2 \quad (5.2)$$

На розглянуту систему діють потенціальні пружні сили і сили ваги, тому потенціальна енергія системи дорівнює:

$$\Pi = \frac{1}{2} c q_1^2 + c_1 q_1 \lambda_{cm1} + \frac{1}{2} c_2 (q_2 - q_1)^2 + c_2 (q_2 - q_1) \lambda_{cm2} - m_1 g q_1 - m_2 g q_2,$$

або після перетворення:

$$\Pi = \frac{1}{2} c q_1^2 + c_1 q_1 \lambda_{cm1} + \frac{1}{2} c_2 (q_2 - q_1)^2 + c_2 (q_2 - q_1) \lambda_{cm2} - m_1 g q_1 - m_2 g q_2.$$

Тут g – пришвидшення вільного падіння тіл;

λ_{cm1} і λ_{cm2} – статичні деформації пружини під дією сил ваги тіл масою m_1 і m_2 .

В положенні рівноваги, згідно [172]:

$$\left. \frac{\partial \Pi}{\partial q_2} \right|_{\substack{q_1=0 \\ q_2=0}} = c_2 \lambda_{n02} - c_1 \lambda_{n01} - m_2 g$$

$$\left. \frac{\partial \Pi}{\partial q_1} \right|_{\substack{q_1=0 \\ q_2=0}} = c_1 \lambda_{n01} - m_1 g$$

Отже потенціальна енергія з урахуванням останніх виразів набуде вигляду:

$$\Pi = \frac{1}{2} c_1 q_1^2 + \frac{1}{2} c_2 (q_2 - q_1)^2 \quad (5.3)$$

В кінетичній енергії інерційні коефіцієнти a_1 і a_2 дорівнюють масам тіл вала m_1 і опори m_2 . Так як демпфуванням підшипників нехтуємо, то коефіцієнти b_1 і b_2 у функції Релея дорівнюють нулю. Підставляючи ці вирази у рівняння Лагранжа другого роду, отримаємо диференціальні рівняння руху системи:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{y}_1 + c_1 (y_1 - y_2) &= P_0 \sin \omega t; \\ m_2 \ddot{y}_2 + (c_1 + c_2) y_2 - c_1 y_1 &= 0; \end{aligned} \quad (5.4)$$

де $Q_1 = P_0 \sin \omega t$ – збурююча сила.

Загальний розв'язок отриманої системи диференціальних рівнянь є сумою загального розв'язку відповідної системи однорідних рівнянь і часткового розв'язку неоднорідних рівнянь.

Загальний розв'язок системи однорідних диференціальних рівнянь характеризує власні коливання системи і якими в даній задачі можна нехтувати. Частковий розв'язок системи диференціальних рівнянь (5.4), який визначає вимушені коливання системи шукатимемо у вигляді:

$$\begin{aligned} y_1 &= A_1 \sin \omega t \\ y_2 &= A_2 \sin \omega t \end{aligned} \quad (5.5)$$

Підставляючи (5.5) у диференціальні рівняння (5.4) і скоротивши на $\sin \omega t$, отримаємо:

$$\begin{aligned} (C_1 - m_1 \omega^2) A_1 - C_1 A_2 &= P_0 \\ (C_1 + C_2 - m_2 \omega^2) A_2 - C_1 A_1 &= 0 \end{aligned}$$

З цієї системи алгебраїчних рівнянь отримаємо формули для амплітуд вимушених коливань тіл системи:

$$\begin{aligned} A_2 &= \frac{P_0 C_1}{(C_1 + C_2 - m_2 \omega^2)(C_1 - m_1 \omega^2) - C_1^2}; \\ A_1 &= \frac{P_0 (C_1 + C_2 - m_2 \omega^2)}{(C_1 + C_2 - m_2 \omega^2)(C_1 - m_1 \omega^2) - C_1^2}. \end{aligned}$$

З отриманих виразів маємо приведену жорсткість двох паралельно з'єднаних пружних систем:

$$\begin{aligned} C_1 + C_2 &= C_{np} \\ C_{np} - m_2 \omega^2 &= 0, \end{aligned} \quad (5.6)$$

Тоді, для

$$\text{матимемо } A_1 = 0; \quad A_2 = -\frac{P_0}{C_1},$$

тобто

$$y_1 = 0; \quad y_2 = -\frac{P_0}{C_1} \sin \omega t. \quad (5.7)$$

За цієї умови вимушені коливання першого тіла повністю погашені. Це буде при наступних параметрах другого тіла:

якщо частота власних коливань - $K_2 = \sqrt{\frac{C_{np}}{m_2}}$, тоді згідно (5.6) маємо:

$$K_2^2 - \omega^2 = 0$$

$$\omega = K_2 = \sqrt{\frac{C_{np}}{m_2}}.$$

Тобто, коли частота K_2 співпадає з частотою збурюючої сили відбувається погашення першої маси.

Отриманий розрахунок дозволяє визначити допустимі норми вібрації конкретного редуктора. Процес розрахунку при цьому не є складним, найбільш важливим етапом є визначення вихідних даних.

Проводимо розрахунок допустимих вібрацій для підшипників вихідного вала редуктора РН-2300. Маса частини вхідного вала для даного редуктора становить $m_1=48\text{кг}$, маса опори визначена, як приведена маса частини корпусу, на яку спирається вал – $m_2=50\text{кг}$, кутова швидкість обертання вала $\omega=6,04\text{с}^{-1}$. Допустиме навантаження P_o приймається рівним динамічній вантажопідіймальності $C_{дин}$ підшипника № 2312 ГОСТ 8328-75.

$$P_o = C_{дин} = 123\text{кН}$$

Жорсткість підшипника визначаємо виходячи із пружної деформації підшипника. Радіальна жорсткість для даного підшипника:

$$C_1 = \frac{Fr}{\delta r} \quad ,$$

Fr – радіальне навантаження на опору, Н;

δr – радіальна деформація підшипника під навантаженням, мкм.

$$\delta r = \delta r' + \delta r'' \quad (5.8)$$

$\delta r'$ – радіальна деформація в контакті найбільш навантаженого тіла з доріжкою кочення, мкм;

$\delta r''$ – радіальна деформація в контакті кілець підшипника з посадочними поверхнями вала і корпусу з попереднім натягом, мкм.

$$\delta r' = \beta \delta r_0 \quad , \quad (5.9)$$

δr_0 – радіальна деформація в контакті найбільш навантаженого тіла кочення при нульовому зазорі, мкм.

Для визначення δr_0 визначаємо радіальне навантаження:

$$Fr = Ft \frac{\text{tg } \lambda}{\text{cos } \beta} \quad , \quad (5.10)$$

Ft – колове навантаження, Н;

$\lambda=20^\circ$;

$\beta = 24^{\circ}43'$ – кут нахилу зуба.

Визначаємо колове навантаження:

$$F_t = 2M / d_1 , \quad (5.11)$$

M – момент на привідному валі, Нм;

d_1 – діаметр привідного вала, м.

$$M = \frac{M_1}{U} , \quad (5.12)$$

M_1 – момент на тихохідному валі, Нм;

$U = 37,18$ – передавальне відношення редуктора;

$$M = \frac{40 \cdot 10^3}{37,18} = 10,76 \text{ Нм} ,$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 10,76}{0,06} = 358,7 \text{ Н} ,$$

$$F_r = 358,7 \frac{\operatorname{tg} 20^{\circ}}{\cos 24^{\circ}34'} = 143,5 \text{ Н} .$$

Із номограми рисунок 3б ст.210 [58]:

$$\frac{F_r}{iz} = \frac{143,5}{1 \cdot 13} = 1,1; \quad L=18 \text{ мм, отримаємо } \delta r_0 = 2,2 \text{ мкм} .$$

β_1 – коефіцієнт, який враховує величину натягу або зазору, визначається за допомогою графіка (рис. 4 ст.211 [58]) в залежності від $gr / \delta r_0$;

$gr = 2,5 \text{ мкм}$ – попередній натяг;

$z = 13$ – кількість роликів підшипника;

i – кількість рядів роликів;

L – довжина ролика підшипника, мм.

$$gr / \delta r_0 = 2,5 / 2,2 = 1,1 ,$$

Виходячи з графіка (рис.4 ст.211 [58]) – $\beta_1 = 0,4$

$$\delta r'' = \frac{4 F_r k}{\pi d B} \left(1 + \frac{d}{D} \right) , \quad (5.13)$$

$k = 0,005 - 0,025 \text{ мм}^3 / \text{кг}$;

D – зовнішній діаметр підшипника, мм;

d – внутрішній діаметр підшипника, мм;

B – ширина підшипника, мм;

$$D = 130\text{мм}, \quad d = 60\text{мм}, \quad B = 31\text{мм};$$

$$\delta r'' = \frac{4 \cdot 143,5 \cdot 0,02}{\pi \cdot 60 \cdot 31} \left(1 + \frac{60}{130} \right) = 0,2\text{мкм};$$

$$\delta r' = 0,4 \cdot 2,2 = 0,9\text{мкм};$$

$$\delta r = 0,9 + 0,2 = 1,1\text{мкм}.$$

Тоді жорсткість підшипника:

$$C_1 = \frac{143,5}{1,1} = 130,45 \text{ Н/мкм} = 0,13 \cdot 10^9 \text{ Н/м}.$$

Жорсткість опори визначаємо за загальними формулами опору матеріалів:

$$C_2 = 8,25 \cdot 10^9 \text{ Н/м};$$

За таких умов вібропереміщення опори складає:

$$y_2 = 1,45 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Враховуючи основний вплив першої гармоніки та переходячи від амплітудного до середньоквадратичного значення віброшвидкості отримаємо:

$$V_r = \frac{y_2 \omega}{2\sqrt{2}} = 3,1 \text{ мм/с}. \quad (5.14)$$

Для зношених редукторів ШСНУ, які відправляли в ремонт Долинське НГВУ, рівень віброшвидкості становив 2,9 мм/с. Допустий рівень вібрації, який рекомендується стандартом ГОСТ ИСО 8579-2-2002 для даного типу редуктора становить 8,3 мм/с, що не може використовуватися для редукторів ШСНУ. Згідно проведеного розрахунку за відповідною методикою допустимий рівень віброшвидкості становить 3,1 мм/с. Отже, отримані допустимі значення добре узгоджуються з експериментальними значеннями та мають більш низький рівень в порівнянні з рекомендаціями стандартів.

5.1.5 Фізичне моделювання вібраційного стану редуктора ШСНУ

Використовуємо фізичне моделювання як метод експериментального вивчення фізичних явищ, який базується на їх фізичній подібності.

Метод полягає у створенні лабораторної фізичної моделі явища у зменшеному масштабі і проведення експериментів на цій моделі. Висновки і результати, одержані на моделі, розповсюджуються на явище у реальних масштабах.

Метод може дати надійні результати тільки у випадку наявності фізичної подібності реального явища і моделі. Подібність досягається за рахунок рівності для моделі і реального явища значень критеріїв подібності — безрозмірних чисел, що залежать від фізичних (у т.ч. геометричних) параметрів, що характеризують це явище. Експериментальні дані, одержані на моделі, розповсюджуються на реальний об'єкт з урахуванням критеріїв подібності (на практиці - з врахуванням певних коефіцієнтів)[62,63].

Будь-який експеримент є фізичним моделюванням процесу в певних конкретних умовах. В даному випадку досліджуємо величину амплітуди вібрації ШСНУ в залежності від різних факторів.

Для здійснення фізичного моделювання створена фізична модель, яка є дослідною установкою, що являє собою масштабовану модель ШСНУ (рис. 2.1) із редуктором типу Ц2НШ-750Б. Модель містить електродвигун потужністю 2,2кВт з номінальною швидкістю обертання 1420 об/хв, дві клинопасові передачі з загальним передаточним числом 5,53, редуктор з передаточним числом 37,1.

Модель створена з метою здійснювати фізичне моделювання, тобто заміщення фізичного процесу, що вивчається, подібним до нього процесом тієї ж фізичної природи. При моделюванні враховується два найбільш впливові параметри – навантаження на головку балансира та тривалість роботи.

Дослідна модельна установка зберігає фізичну подібність процесів моделі тим процесам, які виникають в ШСНУ в натурі.

Розуміємо фізичну подібність, що здійснюється у моделі, між параметрами об'єкту і його розмірних математичних описах процесів, що вивчаються. Подібні величини, що характеризують процеси, відрізняються тільки масштабами, і за заданими характеристиками одного процесу можна однозначно отримати характеристики іншого.

В проведених дослідженнях ШСНУ акцентується увага на величину амплітуди вібрації в процесі впливу різних факторів під час експлуатації ШСНУ, які визначаються значенням віброшвидкості.

Фізичне моделювання вібраційного стану редуктора ШСНУ виконуємо методом спряжених розмірних величин (СРВ) на основі методу Лагранжа.

Враховуючи основний вплив першої гармоніки та переходячи від амплітудного до середньоквадратичного значення віброшвидкості отримаємо за формулою 5.8:

$$Y_r = \frac{y_2 \omega}{2\sqrt{2}} ,$$

V_r – значення віброшвидкості привідного вала редуктора ШСНУ;

ω - кутова швидкість привідного вала редуктора ШСНУ;

y_2 – вібропереміщення опори.

Функціональна залежність, яка характеризує рівень віброшвидкості привідного вала редуктора ШСНУ буде мати вигляд:

$$\varphi (V_r, \omega, y_2, L) = 0. \quad (5.15)$$

Використавши основні одиниці параметрів, представимо (5.15) у вигляді безрозмірної групи:

$$\frac{V_r}{\omega L} = \frac{y_2}{L} . \quad (5.16)$$

Критерії фізичної подібності віброшвидкості привідного вала редуктора ШСНУ виходячи з безрозмірної групи (5.16) буде мати вигляд:

$$\left[\frac{V_r}{\omega L} \right]_M = \left[\frac{V_r}{\omega L} \right]_H , \quad (5.17)$$

$$\left[\frac{y_2}{L} \right]_M = \left[\frac{y_2}{L} \right]_H \quad (5.18)$$

Масштаби подібності розмірних параметрів, що входять в (5.17) і (5.18) будуть:

$$m_V = \frac{[V_r]_M}{[V_r]_H}, \quad m_\omega = \frac{[\omega]_M}{[\omega]_H}, \quad m_L = \frac{[L]_M}{[L]_H}, \quad m_y = \frac{[y_2]_M}{[y_2]_H}. \quad (5.19)$$

Визначення віброшвидкості з використанням масштабів подібності (5.19) може бути представлена в безрозмірному вигляді

$$\frac{m_r}{m_\omega m_L} = \frac{m_y}{m_L}$$

За масштабами подібності (5.19), вирази (5.17) і (5.18) можна представити у вигляді:

$$m_V = m_\omega m_L, \\ m_y = m_L.$$

Віброшвидкість на основі масштабів подібності можна записати:

$$m_V = m_\omega m_y, \quad (5.20)$$

Вібропереміщення опори натурального редуктора становить - $1,45 \cdot 10^{-3}$ м, а модельного $0,67 \cdot 10^{-3}$ м. Масштабний коефіцієнт подібності буде рівний:

$$m_y = \frac{0,67 \cdot 10^{-3}}{1,45 \cdot 10^{-3}} = 0,462.$$

Кутова швидкість привідного вала натурального редуктора становить – $39,25 \text{ с}^{-1}$, а модельного $10,2 \text{ с}^{-1}$. Масштабний коефіцієнт подібності буде рівний:

$$m_\omega = \frac{10,2}{39,25} = 0,26.$$

Масштабний коефіцієнт для перерахунку віброшвидкості буде дорівнювати:

$$m_V = 0,462 \cdot 0,26 = 0,12.$$

За допомогою проведених експериментальних досліджень на модельній та натурній ШСНУ проводимо перевірку правильності проведеного розрахунку критеріїв подібності. Згідно проведених досліджень значення

віброшвидкості натурального відремонтованого редуктора становить 1,7мм/с. З використанням визначених критеріїв подібності значення віброшвидкості модельного редуктора повинно становити:

$$V_{gm} = V_{gn} m_V, \text{ мм/с} \quad (5.21)$$

$$V_{gm} = 1,7 \cdot 0,12 = 0,204 \text{ мм/с}$$

Згідно проведених досліджень значення віброшвидкості модельного редуктора становить 0,2мм/с (рис.3.13). Дійсне значення віброшвидкості відповідає отриманому значенню згідно проведеного розрахунку. Значення величини, що характеризує явище віброшвидкості для натури, є пропорційним значенню віброшвидкості для моделі. Наявність такої пропорційності дозволяє проводити перерахунок експериментальних результатів отримуваних для моделі, на натуру шляхом множення величини віброшвидкості на коефіцієнт подібності.

5.1.6 Прогнозування довговічності редукторів на основі вібраційних досліджень

Затрати на обслуговування та ремонт є одними із вагомих експлуатаційних показників будь-якої технічної системи. Зменшення витрат у тих випадках, коли обладнання є ремонтпридатне, практично неможливе без ефективного контролю стану обладнання. Вібраційна діагностика частіше використовується для вихідного контролю якості виготовлення (ремонт), для проведення дефектовки перед ремонтом, або для виявлення дефектів та спостереження за їх розвитком в процесі експлуатації.

Проведення вібраційної діагностики в процесі експлуатації редукторів є важливим методом попередження аварійних ситуацій. Вібраційна діагностика в процесі експлуатації редукторів проводиться з метою виявлення змін та прогнозування розвитку не вібраційного а технічного стану, зокрема кожного з його елементів, для якого існує реальна імовірність відмови в період між ремонтами.

Виявлення дефектів на етапі їх утворення дає можливість спостерігати за їх розвитком та своєчасно планувати проведення робіт з ремонту та обслуговування редуктора. Такий процес може здійснюватися протягом декількох років, коли сукупність дефектів, як за об'ємом так і за якістю, не приведе до аварійної ситуації. Звичайно такий підхід можливий лише в тому випадку, коли всі потенційно небезпечні дефекти будуть виявлені на ранньому етапі їх розвитку. Для виявлення дефектів на початковому етапі їх розвитку використовуються діагностичні ознаки, які визначаються шляхом спектрального аналізу сигналу вібрації або коливань потужності. Основною ознакою дефектів в підшипниках редуктора є зміна властивості сили тертя та високочастотної вібрації, що виникає внаслідок цього. Ці зміни виявляються в якості мікроударів, або в періодичній зміні коефіцієнту тертя під час контакту дефектних поверхонь тертя, легко виявляються спектральним аналізом вібрації корпусу підшипникового вузла.

Під час всього терміну експлуатації редукторів ШСНУ важливим завданням є прогнозування моментів заміни деталей з метою виходу з ладу складових редуктора, так і обладнання вцілому.

Основною проблемою під час діагностування дефектів зубозачеплення (після ремонту) в редукторах ШСНУ є відсутність нормативної інформації згідно допустимих норм вібросигналу. Тому велике значення під час діагностування стану зубчастих пар має процедура порівняння спектру поточного вібросигналу із спектром вібросигналу, зареєстрованого в попередньому замірі, який був виконаний на справному редукторі.

Складністю в нормуванні рівня вібрації зубозачеплення є те, що в редукторі не повністю реєструється вихідний вібросигнал, який виникає в процесі зубозачеплення, а тільки його частина, яка змогла передатися по складних шляхах всередині редуктора до давача. Параметри цього шляху в різних типів редукторів різні.

В залежності від шляху передавання вібросигналів від зони зубозачеплення до давача відбувається його затухання, тому важливе

значення має місце встановлення давачів під час діагностування редуктора [33].

В умовах Бориславської ЦБВО проведені діагностичні обстеження певної кількості редукторів та визначено оптимальний рівень віброшвидкості, згідно якого можна зробити висновок про проведення якісного ремонту.

Давач під час тестування встановлювався на корпус редуктора поблизу вихідного вала. Середня частота обертання вхідного вала редукторів складала під час проведення віброобстежень відповідно: $f_{вх} = 3,9$ Гц та $f_{вх}' = 3,53$ Гц. Обробка результатів проводилась в середовищі MathCad. Отримана спектральна характеристика вібраційного сигналу редуктора після проведеного ремонту, наведена на рис. 5.8. Для відремонтованого редуктора РН-2300 ШСНУ максимум не досить чітко виражений і має невелику амплітуду. Виведено оптимальне середнє значення віброшвидкості, яке становить 1,7мм/с.

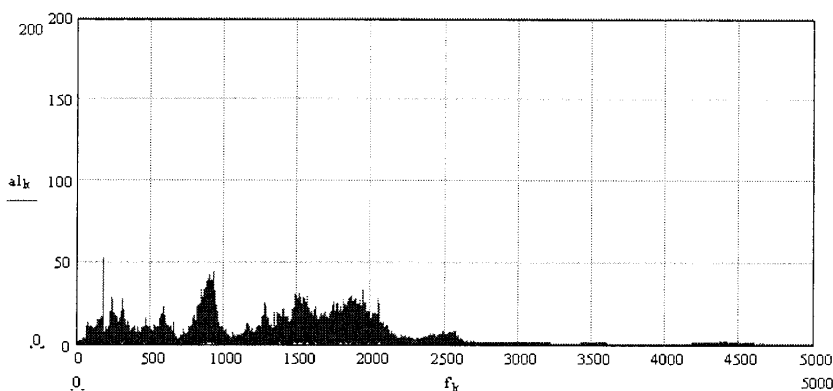


Рисунок 5.8 - Спектр вібрації редуктора ШСНУ після проведеного ремонту

Для зношених редукторів спостерігаються бокові смуги, віддалені від частот зубозачеплення на частоту обертання вихідного валу редуктора, та, менш виражено – на частоту обертання проміжного валу. Наявність таких бокових гармонік є ознакою дефекту зубчастого колеса, що обертається з відповідною частотою (в даному випадку вихідного та проміжного валів). Один із спектрів вібрації зображений на рисунку 3.6б. Рівень віброшвидкості

редуктора РН-2300 ШСНУ в даному випадку становить 2,9 мм/с.

Допустимі рівні вібрації, які рекомендуються стандартами, не можуть використовуватися для редукторів ШСНУ [85]. Згідно проведеного розрахунку за відповідною методикою допустимий рівень віброшвидкості становить 3,1 мм/с (розділ 5.1.4). Згідно проведених досліджень побудована крива прогнозування довговічності редуктора РН-2300 ШСНУ, яка відповідає другому періоду зносу редуктора (рис.5.9). Отже, прогнозований ресурс роботи редукторів ШСНУ буде становити 36-38 тис.год.

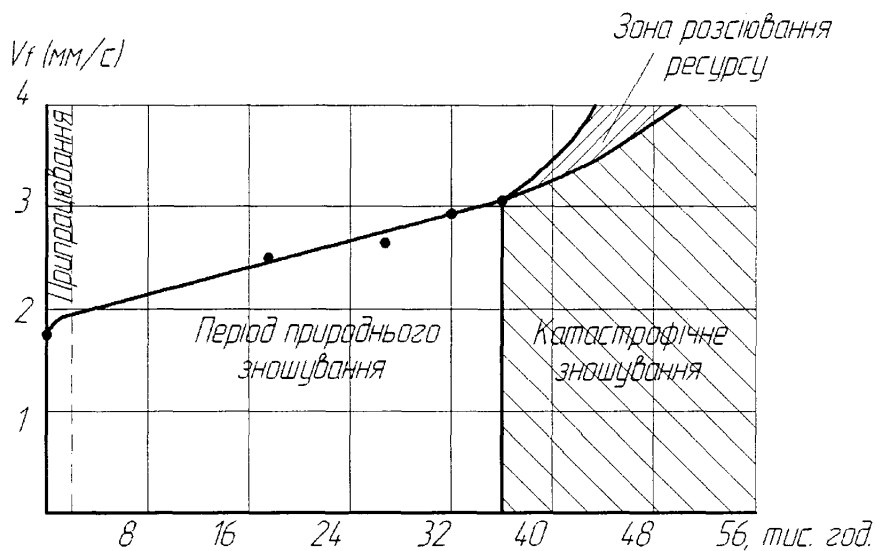


Рисунок 5.9 - Крива прогнозування довговічності редуктора РН-2300 ШСНУ

Прогнозування залишкового ресурсу відноситься до конкретного редуктора, який знаходиться в експлуатації. Основою для прогнозування служить інформація, яку умовно можна поділити на три частини. По перше, це дані про пошук дефектів в процесі експлуатації. Для цього потрібно безперервно отримувати діагностичну інформацію. По-друге, це інформація про навантаження та інші умови взаємодії редуктора з навколишнім середовищем [78].

Діагностична інформація обмежена за об'ємом і є відносною. Діагностика не дозволить виявити всі пошкодження і тріщини, які в майбутньому можуть стати причиною граничних станів. Є велика імовірність невиявлення дефектів через недосконалість апаратури, необережність оператора та недоступне розташування дефектів. Дані про режими навантаження є важливим джерелом інформації. Таким чином, два джерела інформації – діагностичні дані про технічний стан редуктора та дані про навантаження є тісно пов'язані та взаємно незалежні. Однією з важливих видів інформації на стадії прогнозування є об'єм даних про матеріали, елементи, вузли, технологію виготовлення та збирання редуктора під час ремонту, тобто інформація, яка лежить в основі прогнозування ресурсу на стадії проектування.

Досліджували певну кількість редукторів, які експлуатувались в Бориславському НГВУ, а тому умови експлуатації в них однакові. Ремонт даних редукторів проводився на Бориславській ЦБВО, а отже, технологія виготовлення та складання обладнання після ремонту однакова. З вищесказаного можна зробити висновок, що єдиною інформацією про технічний стан та наступне прогнозування можна отримати за допомогою інформації діагностики.

5.2 Використання ремонтно-відновлювальної суміші для відновлення спрацьованих поверхонь редукторів

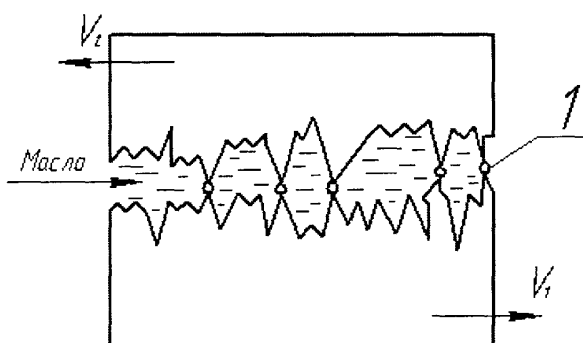
5.2.1 Застосування ХАДО-технології

Значна величина зношування зубчастої пари в період припрацювання пояснюється усуненням нерівностей спряжених поверхонь до досягнення стабільної шорсткості і постійної площі контакту. Довготривалість періоду природнього зношування зубчастої пари значною мірою залежить від правильно проведеного припрацювання, а також від якісного технічного обслуговування протягом усього періоду експлуатації редуктора. Період

природнього зношування характеризується приблизно постійною швидкістю зношування. Період аварійного зношування характеризується швидким зношуванням, так як збільшення зазору в спряженні призводить до роботи з ударами між деталями, що викликає високу пластичну деформацію матеріалу. Якщо деталь досягла граничного зношування, то її потрібно замінити або відновити для того, щоб запобігти виходу з ладу інших деталей і редуктора в цілому [23,24,25,26].

Завдяки шорсткості (рис.5.10) поверхні створюються масляні кишені, і, оскільки зубчасті передачі працюють в області граничного тертя то невелика шорсткість має позитивний вплив на роботу зубчастих передач. Велике значення має структура шорсткості.

Якщо мікронерівності на поверхні розміщені в хаотичному порядку і масляні кишені розміщені в такому ж самому порядку, то під час контакту спряжених поверхонь зубів виникає великий тиск в масляних кишенях. Одночасно, під дією миттєвої температури від дотику мікронерівностей значно збільшується температура в масляних кишенях, що має шкідливий вплив на поверхневий шар зубів. Поперечна або повздовжня шорсткість на поверхнях тертя більш практична, так як під час контакту спряжених поверхонь масло нагріте миттєвою температурою буде видавлюватися із масляних кишень одночасно відводиться тепло з поверхні спряження [30].



1- точки контакту

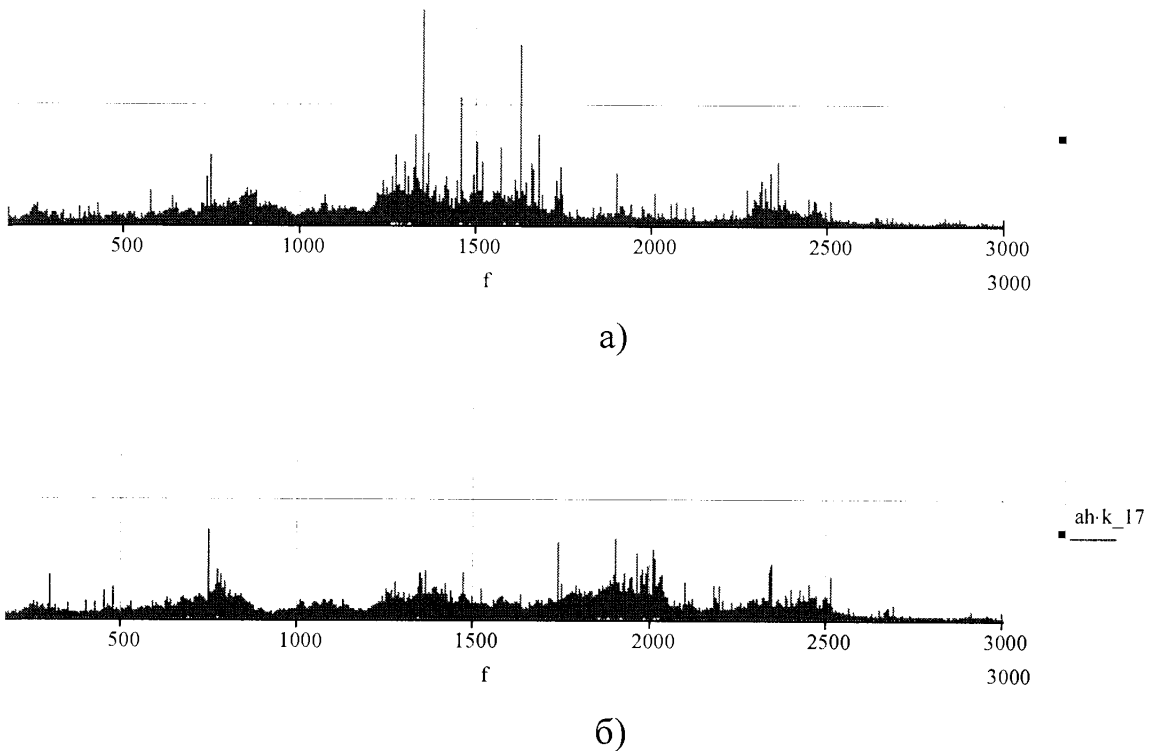
Рисунок 5.10 - Схема контакту мікронерівностей пари тертя

Корозійна агресивність масла залежить від наявності в ньому води, кислот та присадок, які містять в своєму складі хімічно-активні речовини,

агресивні по відношенню до металів. Низькомолекулярні кислоти реагують з металом вже при звичайній температурі, в той час як високомолекулярні кислоти вступають в реакцію при наявності в маслі води і кисню через гідрат окису. Властивість масла захищати деталі від корозії в присутності води і кисню може бути покращена застосуванням присадок [30,142].

Впровадження у промисловість нової енерго-ресурсозаощадливої і екологічно чистої ХАДО-технології є особливо актуальним в умовах нинішньої енергетичної кризи і підвищеного енергоспоживання. Суть технології полягає в нанесенні на деталі вузлів і механізмів, що піддаються тертю в процесі їхньої експлуатації шляхом додавання в оливу спеціальної ремонтно-відновлюючої суміші (РВС), що утворює на поверхнях деталей шар металокерамічного покриття. РВС - це дрібнодисперсна, багатокomпонентна суміш мінералів з різними добавками і кристалізаторами. Вона сумісна з будь-якими видами олив, у хімічні реакції з ними не вступає, і не змінює в'язкість. В початковий момент взаємодії РВС з поверхнями, що піддаються тертю відбувається їхнє суперфінішне припрацювання. За рахунок високої температури, що виникає в місцях контакту, відбувається "приплавлення" частинок РВС до кристалічної решітки поверхневого шару металу. Таким чином, на поверхнях пари тертя утворюється металокерамічний шар, вирощений на кристалічних решітках поверхневого шару металу та частково заповнює кишені утворені шорсткістю [171].

Дослідження проводилися на модельній установці. В картер редуктора модельної установки заливали оливу І-40 з добавкою ХАДО для механічних трансмісій і редукторів, виробництва ТОВ «ХАДО-Технологія». Після 50 годин припрацювання (згідно інструкції виробника) знято частотні спектри вібрації редуктора модельної установки в процесі експлуатації. На рис. 5.11 наведено частотні спектри вібраційного сигналу на корпусі редуктора при застосуванні відпрацьованої оливи І-40 (рис. 5.11а) та після 50 годин роботи при застосуванні оливи І-40 з добавкою ХАДО (рис. 5.11б).



а - при застосуванні відпрацьованої оливи; б - після застосування ХАДО-технології

Рисунок 5.11 - Частотні спектри в процесі змащування зубчастої передачі оливою І-40

Порівняння спектрів свідчить, що в результаті застосування технології ХАДО суттєво зменшились пікові рівні вібрації на окремих частотах, а також знизились середні рівні вібрації в деяких частотних діапазонах. Результати аналізу спектрів приведені в табл. 5.6.

Найбільше зниження пікових рівнів вібрації спостерігається в діапазоні частот 1200...1700Гц, яка характерна для вібрацій, зумовлених тертям між елементами конструкції редуктора. Оскільки застосування ХАДО-технології спричиняє зниження шорсткості контактних поверхонь, тертя в зоні контакту зменшується, що сприяє зменшенню рівня вібрації.

Таблиця 5.6 - Значення рівня вібрації в різних частотних діапазонах при використанні оливи І-40 та після застосування ХАДО-технології

Частотний діапазон, Гц	Середнє значення рівня вібрації в частотному діапазоні, відн. од.		Зниження рівня вібрації, %
	Олива І-40	Олива І-40 з добавкою ХАДО	
90...100	12,4	9,9	-41,3%
155...180	24,6	10,3	-58,2%
200...250	16,6	13,7	-17,2%
830...980	33,4	16,9	-49,5%
1100...1200	24,7	17,4	-29,4%
1200...1350	56,1	33,2	-40,8%
1450...1700	46,9	25,9	-44,9%
2300...2400	31,1	27,6	-11,3%

На довговічність будь-якого важконавантаженого спряження значно впливають вид і властивості мастильного матеріалу, однак ще немає достатньо обумовлених методів і рекомендацій вибору та його заміни. Під час вибору мастильних матеріалів дуже важливо не тільки знати їх експлуатаційні характеристики, основними з яких є: зменшення зношування зубчастих коліс та інших деталей, зменшення тертя, а отже і втрат потужності на тертя, використання масла, як охолоджуючої рідини, попередження корозії, зменшення шуму, вібрації і ударних навантажень, видалення із спряжених поверхонь забруднюючих включень, виконання ролі носія присадок, а також ролі конструкційного матеріалу, так як масло має важливе значення під час визначення несучої властивості зубів і стійкості їх до виламування. Також не менш важливо правильно оцінити умови роботи конкретної пари тертя.

5.2.2 Використання добавок м'яких металів до мастильних матеріалів

Для важконавантажених передач використання добавок м'яких металів до мастильних матеріалів виявляє особливий інтерес, так як в експлуатації не застосовували мастильні матеріали, які витримують питомі навантаження до 150 МПа і більше при малих швидкостях ковзання. Плівки м'яких металів скорочують час припрацювання поверхонь тертя, захищають від заїдання, знижують теплове напруження контакту [30].

Більш широке застосування отримують мастильні матеріали з присадками хімічних з'єднань або м'яких металів. Призначення присадок – захист поверхонь тертя від прямого контакту, підвищення несучої властивості і ресурсу роботи пари тертя. В результаті припрацювання присадки на поверхнях тертя утворюють стабільні захисні плівки. Властивості таких плівок можна порівняти з властивостями звичайних мастильних матеріалів. Якщо в мастильні матеріали як присадку ввести молібден або дрібнозернисті порошки міді, бронзи, олова або свинцю, несуча здатність їх зростає [30].

Досліджено вплив оливи з присадкою дрібнозернистого порошку міді ПГ-19М-01 ТУУ 322-19-004-96 на рівень вібрації в момент пуску під навантаженням та в процесі експлуатації.

Визначення рівня вібрацій редуктора було проведено на дослідній стендовій установці, що являє собою масштабовану модель ШСНУ (рис. 2.1). Навантаження на головку балансира здійснюється за допомогою пружини діаметром 45 мм та довжиною 600 мм. Вібраційний сигнал вимірювався на корпусі редуктора біля підшипника вхідного валу за допомогою інформаційно-вимірювальної системи, що містить п'єзоелектричний перетворювач, підсилювач, автономне джерело живлення та ноутбук. Обробка сигналів здійснювалася в середовищі Mathcad.

Для дослідження використовували чисту оливу І-40 із добавкою ХАДО для механічних трансмісій і редукторів та 7,5% дрібнозернистого порошку

міді ПГ-19М-01 ТУУ 322-19-004-96, виробник – Торезький завод порошкових матеріалів. Величина зерна порошку становить 60-90 мкм. Порошок був засипаний в оливу після 50 годин роботи редуктора з добавкою ХАДО. На рис. 4.17 наведено частотні спектри із застосуванням та без застосування порошку міді до оливи.

Наведені спектри фактично не відрізняються по середньому рівню вібрації, однак мають деякі локальні відмінності, що помітні при накладанні спектрів (рис. 4.17в)

Найбільш суттєве зменшення амплітуди вібрації спостерігається на частотах 746 Гц (та в діапазоні 700...800 Гц), 1347 Гц, 1358 Гц та 1738 Гц (а також в діапазоні 1700...1850 Гц).

Після застосування технології ХАДО та добавки порошку міді ПГ-19М-01 ТУУ 322-19-004-96 для зубчастої передачі редуктора ШСНУ суттєво зменшилось значення амплітуди вібрації в порівнянні з використанням тільки технології ХАДО.

Оскільки вимірювання проводились безпосередньо після заливки оливи із домішкою порошку міді, процес припрацювання на момент вимірювання міг не повністю завершитись, тому зниження рівня вібрації виявилось незначним.

Тобто, на основі проведених досліджень шести вибраних методів зміцнення поверхні зубів зубчастих передач виявлено, що найкращим є гартування струмами високої частоти. Вказаний метод був підсилений використанням ХАДО-технології та добавки порошку міді, що в комплексі значно зменшує рівень амплітуди вібрації та підвищує ресурс редуктора ШСНУ.

Висновки до розділу

1. Розроблено метод зниження витрат на ремонт редуктора Ц2НШ-750 на основі функціонально-вартісного аналізу. На основі запропонованих пропозицій металомісткість заготовок деталей редуктора зменшено на 20-30%. Собівартість виготовлення зменшиться на 646,83 грн. Крім цього, собівартість виготовлення деталей зменшиться за рахунок зменшення трудових витрат на виготовлення цих деталей, що не впливає на технічну характеристику обладнання.

2. Отримано в результаті розрахунку для редуктора РН-2300 ШСНУ допустиме значення віброшвидкості, яке становить 3,1мм/с, що добре узгоджується з експериментальним значенням (2,9мм/с) та має досить низький рівень в порівнянні з рекомендаціями стандарту ГОСТ ИСО 8579-2-2002 (8,1мм/с). Отже, отримані допустимі значення добре узгоджуються з експериментальними значеннями та мають більш низький рівень в порівнянні з рекомендаціями стандартів.

3. Згідно проведених досліджень для редуктора РН-2300 ШСНУ побудована крива прогнозування довговічності, де прогнозований ресурс роботи редуктора буде становити 36-38 тис.год та на будь-якому етапі роботи редуктора крива прогнозування дозволить визначити його залишковий ресурс.

4. Запропонована логічна діагностична модель дасть змогу встановити і класифікувати розвиток дефектів, визначити напрямок їх розвитку та причинно-наслідковий зв'язок з іншими дефектами, дає наочне уявлення про найбільш схильні до виникнення дефектів елементи та вузли приводу редуктора.

5. Проведено фізичне моделювання вібраційного стану редуктора ШСНУ за допомогою методу спряжених розмірних величин (СРВ) на основі методу Лагранжа та доведено, що дослідна модельна установка зберігає фізичну подібність процесів моделі тим процесам, які виникають в ШСНУ в

натурі. За допомогою отриманого коефіцієнту подібності можна проводити перерахунок експериментальних результатів, отримуваних для моделі, на роботу натурального обладнання.

6. Після застосування технології ХАДО та добавки порошку міді ПГ-19М-01 ТУУ 322-19-004-96 для зубчастієї передачі редуктора ШСНУ суттєво зменшилось значення амплітуди вібрації в порівнянні з використанням тільки технології ХАДО.

ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ

У дисертації подано нове рішення науково-технічного завдання, яке полягає у розробці методу та засобів контролю технічного стану редукторів ШСНУ для підвищення їх надійності та забезпечення повного використання закладеного в них ресурсу.

Основні результати полягають в наступному:

1. Проаналізовано причини зношування зубчастих передач редукторів верстатів-гойдалок, способи попередження їх відмов, що допоможе більш точно ще на етапі зародження дефекту попередити його розвиток та удосконалена класифікація відмов, яка враховує умови роботи ШСНУ.

2. Визначено такі параметри надійності нових та відремонтованих редукторів ШСНУ в промислових умовах, як імовірність безвідмовної роботи та інтенсивність їх відмов, що дало можливість аналітично оцінити середній ресурс нового редуктора (26 тис. год.) та після ремонту (8 тис. год.).

3. Проведено дослідження впливу експлуатаційних факторів таких як навантаження, тривалість роботи, неспіввісність шківів пасової передачі, впливу якості оливи на величину амплітуди віброшвидкості на базі створеного модельного лабораторного стенду. В результаті запропоновано рівняння регресії на основі повного факторного експерименту для оцінки впливу основних експлуатаційних чинників на амплітуду віброшвидкості.

4. Створена логічна діагностична модель, яка допоможе встановити і класифікувати розвиток дефектів, визначити напрямок їх розвитку та причинно-наслідковий зв'язок з іншими дефектами і дає наочне представлення про найбільш схильні до виникнення дефектів елементи та вузли редуктора. На основі логічної діагностичної моделі розроблена методика прогнозування та підвищення ресурсу редукторів верстатів-гойдалок, за допомогою якої визначається їх залишковий ресурс. Розроблено критерії відбракування редукторів верстатів-гойдалок на основі вібродіагностування, які добре узгоджуються з експериментальними

значеннями і уточнюють їх величину в порівнянні з рекомендаціями стандартів та дають можливість попередити аварійні ситуації на свердловині.

5. Досліджено та впроваджено у виробництво методи зміцнення поверхонь зубів зубчастих передач редукторів ШСНУ із застосування ХАДО-технології та добавки м'яких металів, яке відповідає умовам експлуатації обладнання та можливостям ремонтного підприємства. Розроблена методика зниження витрат на ремонт редуктора на основі функціонально-вартісного аналізу, в результаті чого металомісткість заготовок деталей редуктора та собівартість їх виготовлення зменшено в середньому на 20-30%, що в загальному суттєво не вплине на технічну характеристику обладнання.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Копей Б.В. Аналіз надійності редукторів верстатів-качалок / Копей Б.В., Стефанишин О.І., Копей І.Б. // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. - 2006. - №4(21). - С. 96-99.
2. Копей Б.В. Передумови використання функціонально-вартісного аналізу для вдосконалення технології ремонту редукторів штангових свердловинних насосних установок / Копей Б.В., Стефанишин О.І., Данилюк М.О. // Нафтогазова енергетика. – 2007, - №4(5). - С. 27-30.
3. Вібраційна діагностика технічного стану редукторів верстатів-качалок / Копей Б.В., Заміховський Л.М., Євчук О.В., Стефанишин О.І. [та ін.] // Нафтогазова енергетика. – 2008. - №1(6). - С. 61-64.
4. Копей Б.В. Зниження витрат на ремонт редукторів штангових свердловинних насосних установок / Копей Б.В., Стефанишин О.І. // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2008. - № 1(26). - С. 64-67.
5. Bohdan Kopey Diagnostics and life prediction of pumping unit reducers by vibration analysis / Bohdan Kopey, Stanislaw Biednarz, Oksana Stefanyshyn. // Wiertnictwo, Nafta, Gaz. Streszcz., Summ. – toz. CD-ROM. -2008. - t. 25 z. 2 - s. 371-379.
6. Копей Б.В. Дослідження адаптації інерційного давача МП-95 для вимірювання лінійних прискорень / Копей Б.В., Лопатін В.В., Стефанишин О.І. // Науковий вісник Національного технічного університету нафти і газу. - 2008. -№2(18). - С. 99-105.
7. Стенди для випробувань натурних і модельних редукторів верстатів-качалок / Копей Б.В., Стефанишин О.І., Копей В.Б. [та ін.] // Нафтогазова енергетика. – 2008. - №3(8). - С. 50-54.
8. Копей Б.В. Аналіз зношування деталей редукторів верстатів-гойдалок / Копей Б.В., Стефанишин О.І. // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2009. - №1(30). - С. 108-114.

9. Копей Б.В. Вимірювання швидкості мобільними інформаційно-вимірювальними системними комплексами / Копей Б.В., Лопатін В.В., Стефанишин О.І. // *Методи і прилади контролю якості.* – 2009. - №22. - С. 81-85.
10. Копей Б.В. Зменшення зношування деталей редуктора верстата-гойдалки / Копей Б.В., Стефанишин О.І. // *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ.* - 2009. -№ 2 (31). - С. 71-75.
11. Копей Б.В. Підвищення якості ремонту редукторів штангових свердловинних насосних установок / Копей Б.В., Стефанишин О.І., Данилюк М.О. // *Підвищення якості, надійності та довговічності технічних систем і технологічних процесів: міжнародна наук.-техн. конференція, 3-10 грудня 2006р.:* - Шарм Ель Шейх (Єгипет), 2006. - С. 28-33.
12. Копей Б.В. Стенди для випробувань натурних і модельних редукторів верстатів-качалок / Копей Б.В., Стефанишин О.І. // *Техніка і прогресивні технології в нафтогазовій інженерії: міжнародна наук.-техн. конференція молодих вчених, 16-20 вересня 2008р.:* тези. - Івано-Франківськ, 2008. - С. 22.
13. Вібраційний контроль модельного редуктора верстата-гойдалки / Копей Б.В., Євчук О.В., Стефанишин О.І. [та ін.] // *Нафтогазова енергетика: проблеми та перспективи: міжнародна наук.-техн. конференція молодих вчених, 20-23 жовтня 2009р.:* тези. - Івано-Франківськ, 2009. - С. 65 .
14. Стефанишин О.І. Визначення допустимих вібрацій редукторів верстатів-гойдалок / Стефанишин О.І. // *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ.* – 2011. -№ 1(38). - С.107-112.
15. Патент України на корисну модель № 49754, МПК⁷ E21B19/00. Давач для вимірювання навантажень, що діють на колону насосних штанг/ Копей Б.В., Копей І.Б., Євчук О.В., Лопатін В.В., Стефанишин О.І. (Україна); Івано-Франківський національний університет нафти і газу. - № u200911722; опубл. 11.05.2010, Бюл.№9.
16. Копей Б.В. Оптимізація розміщення давачів мобільних вимірювальних систем. / Копей Б.В. Стефанишин О.І., Лопатін В.В. //

Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2010. - № 2 (35). - С. 107-111.

17. Копей Б.В. Визначення оптимального міжремонтного періоду СШНУ. / Копей Б.В., Кіндрачук С.М., Копей І.Б. // ІФДТУНГ, Івано-Франківськ,-Деп. в ДНТБ України 25.11.95. – 1995. - №2490. – С. 8.

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

19. Копей Б.В. Розробка наукових основ планово-попереджувальних ремонтів (ППР) СШНУ. / Копей Б.В., Копей І. Б. // Звіт по темі Д-59, НДІНГТ. – 1997. – С. 46.

20. Копей Б.В. Розробка наукових основ планово-попереджувальних ремонтів СШНУ. / Копей Б.В., Копей І.Б. // Звіт по темі Д-3/4, НДІНГТ. - 1998. – С. 50.

21. Лопатин В.В. Динамика измерительного устройства МП-95 при контроле плавности движения подъемных сосудов шахтных подъемных установок / Лопатин В.В. // Вибрации в технике и технологиях. -1998. - № 3 (7). - С. 84-85.

22. Ильин С.Р. Критерий оценки динамических режимов взаимодействия подъемных сосудов с проводниками жесткой армировки шахтных стволов / Ильин С.Р., Лопатин В.В. // Системные технологии: Региональный межвуз. сб. науч. тр.- 2000. - № 9. - С. 43-48.

23. Генкин М.Д.. Повышение надежности тяжело нагруженных зубчатых передач / Генкин М.Д., Рыжов М.А., Рыжов Н.М. –М.: Машиностроение, 1981. – 232 с.

24. Решиков В.Ф. Трение и износ тяжело нагруженных передач / Решиков В.Ф. -М.: Машиностроение, 1975. – 232 с.

25. Ремонт и монтаж бурового и нефтепромышленного оборудования / [Авербух Б.А., Калашников Н.В., Кершенбаум Я.М., Протасов В.Н.]. – М.: Недра, 1976. - 368 с.

26. Глухарев Е.Г. Зубчатые соединения. Справочное пособие / Глухарев Е.Г., Зубарев Н.И. - М.: Машиностроение, 1968. -270 с.

27. Раабен А.А. Монтаж и ремонт бурового и нефтепромышленного оборудования / Раабен А.А., Шевалдин Н.Х., Максutow Н.Х. -М.: Недра, 1980. – 260 с.

28. Голибардов Е.И., Техника функционально- стоимостного анализа / Голибардов Е.И., Кудрявцев А.В, Синенко М.И. –К.: Техника, 1989. -239 с.

29. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Кн.1 / Анурьев В.И. –М.: Машиностроение, 1973. – 416 с.

30. Избирательный перенос в тяжело нагруженных узлах трения / [Гаркунов Д. Н., Дякин С.И., Курлов О.Н., Поляков А.А., Симаков Ю.С., Ховрин Е.В., Шепер М.Н.]. –М.: Машиностроение, 1982. – 205 с.

31. Канарчук В.Є. Надійність машин. / Канарчук В.Є., Полянський С.К., Дмитрієв М.М. – К.: Либідь, 2003. - 260 с.

32. Замиховський Л.М. Діагностика технічного стану штангових глибинно-насосних установок / Л.М. Замиховський, О.В. Євчук, В.А. Ровінський. – Івано-Франківськ: Симфонія форте, 2006. – 308 с.

33. Диментберг Ф.М. Колебания машин, конструкций и их элементов / Диментберг Ф.М., Колесникова К.С. - М.: Машиностроение, 1980. – 544 с.

34. Маслов Г.С. Расчеты колебаний валов. Справочное пособие. / Маслов Г.С. - М.: Машиностроение, 1968. -270 с.

35. Методы повышения долговечности деталей машин. / [Ткачев В.Н., Фиштейн Б.М., Власенко В.Д., Уланов В.А.] - М.: Машиностроение, 1971. - 272 с.

36. Решетов Л.Н. Конструирование рациональных механизмов. / Решетов Л.Н. - М.: Машиностроение, 1972. -256 с.

36. Основы трибологии (трение, износ, смазка): [учебник для технических вузов] / под ред. Чичинадзе А.В. - М.: Наука и техника, 1995. - 778 с.
37. Бухаленко Е.И. Монтаж, обслуживание и ремонт нефтепромыслового оборудования / Бухаленко Е.И., Абдуллаев Ю.Г. - М.: Недра, 1985. - 391 с.
38. Елизаветин М.А. Повышение надежности машин / Елизаветин М.А. - М.: Машиностроение, 1973. - 430 с.
39. Рыковский Б.П. Местное упрочнение деталей поверхностным наклепом. / Рыковский Б.П., Смирнов В.А., Щетинин Г.М. - М.: Машиностроение, 1985. - 152 с.
40. Балтер М.А. Упрочнение деталей машин. / Балтер М.А. - М.: Машиностроение, 1968. - 196 с.
41. Системи управління якістю. Настанови щодо поліпшення діяльності: ДСТУ ISO 9004-2001. - [Чинний від 2006-01-01]. —К.: Держспоживстандарт України, 2006. - 231 с. — (Національні стандарти України).
42. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерения вибрации на невращающихся частях: ГОСТ ИСО 10816. - [Чинний від 2006-01-01]. — К.: Держспоживстандарт України, 2006. - 231 с. — (Національні стандарти України).
43. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерения вибрации на вращающихся валах. Промышленные машины и комплексы: ГОСТ ИСО 7919/3-2002. - [Чинний від 2006-01-01].- К.: Держспоживстандарт України, 2006. - 231 с. — (Національні стандарти України).
44. Колеса зубчатые. Виды повреждений. Классификация и описание: ГОСТ ЕАСС - [Чинний від 2006-01-01]. — К. : Держспоживстандарт України, 2006. - 231 с. — (Національні стандарти України).
45. Русов В.А. Спектральная вибродиагностика [Электронный ресурс] / В.А. Русов / 229КВ. - Вибро-центр. Спектральная вибродиагностика, 1996. —
Режим доступа: www.vibrocenter.ru/book.htm

46. Крагельский И.В. Основы расчетов на трение и износ. / Крагельский И.В., Добычин М.И., Комбалов В.С. - М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.

47. Методы повышения долговечности деталей машин. / [Ткачев В.Н., Фиштейн Б.М., Власенко В.Д., Уланов В.А.] - М.: Машиностроение, 1971. – 272 с.

48. Вибрации в технике: Справочник.: в 6 ти томах/ [ред.совет: В.Н.Челомей, М.Д.Генкин] – т.5: Измерения и испытания. - М.: Машиностроение, -1981. - 496 с.

49. Генкин М.Д. Виброакустическая диагностика машин и механизмов / Генкин М.Д., Соколова А.Г. - М.: Машиностроение, 1987. -288 с.

50. J.F.Lea Dynamic measurement of beam-pump parameters / J.F.Lea, J.F.Bowen. SPE production engineering, 1992. – P. 113-120.

51. Ровінський В.А. Вдосконалення ватметрографічних методів діагностування ШГНУ для видобутку нафти та розробка технічних засобів для їх реалізації: дис.канд. тех. наук.: спец. 05.11.13 «Прилади і методи контролю та визначення складу речовин» / Ровінський В.А. – Івано-Франківськ, 2003. -195 с.

52.Бандура В.В. Дослідження вібростану глибинно-насосних штангових установок / Бандура В.В. // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – 1999. – №36(т.8). – С. 301-310.

53.Мынцов А.А. Методика проведения измерений и диагностирования оборудования роторного типа [Электронный ресурс] / Мынцов А.А. / 258,6КВ. – ПромСервис, 2009. - Режим доступа: www.promservis.ru.

54.Журавлёв Г.А. Ошибочность физических основ зацепления Новикова как причина ограниченности его применения / Журавлёв Г.А // Редукторы и приводы. - 2006. - №1 (04). - С. 38-45.

55.А.П.Попов. Передачи Новикова: вымыслы и реальность / А.П.Попов. // Редукторы и приводы. – 2006. - №1(04). – С. 48-53.

56.Короткин В.И. Об одной попытке пересмотра основ зацепления Новикова / Короткин В.И. // Редукторы и приводы. – 2006. - №2,3(05). - С.

- 59-63.
57. Парубец В.И. Давайте поможем В.И.Короткину уточнить М.Л.Новикова и определиться с рациональной сферой применения его зацепления / Парубец В.И. // Редукторы и приводы. - 2007. - №1,2,(08). - С. 65-73.
58. Бейзельман Р.Д. Подшипники качения: Справочник / Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В. - М.: Машиностроение, 1975. - 575 с.
59. Давыдов П.С. Техническая диагностика радиоэлектронных устройств и систем / Давыдов П.С. - М.: Радио и связь, 1988. - 256 с.
60. Технічне діагностування та контроль технічного стану . Терміни та визначення: ДСТУ 2389-94 01.040.19; 19.100. - [Чинний від 2006-01-01].- К.: Держспоживстандарт України, 2006. - 231 с. — (Національні стандарти України).
61. Кузнецов Е.В. Моделирование осевых сил в насосных агрегатах с учетом конструктивно-технологических факторов / Кузнецов Е.В. - Красноярск, 2004. -119 с.
62. Гликман Б.Ф. Математические модели пневмо-гидравлических систем / Гликман Б.Ф. - М.: Наука, 1986. -366 с.
63. Костишин В.С. Моделювання режимів роботи відцентрових насосів на основі електрогідравлічної аналогії / Костишин В.С. -Івано-Франківськ, 2000. -163 с.
64. Заякин В.В. Основные методы вибрационной защиты / Заякин В.В., Шварев А.А., Сафиуллин М.Н. - М.: ВНИИОЭНГ, 1986. - Вып.4.
65. Elfing G., Optimum allocation in linear regression theory / Ann.Math. Statist., 23, 255, 1952. p.154-187.
66. Козлов Н.Н. Об оптимизации процесса траекторных измерений / Козлов Н.Н. // Космические исследования: т. 9, вып. 1. - 1978. - С. 134-140.
67. Ершов В.Г. Об оптимизации программы траекторных измерений/ Ершов В.Г. // Космические исследования: т.7, вып. 1. - 1981, -С. 86-91.

68. Kiefer J. Optimum experimental designs. Actes du congres international des mathematicians: T. 3 / Kiefer J. - Nice, France, 1980. – 346p.
69. Алиев Т.А. Экспериментальный анализ / Алиев Т.А. – М.: Машиностроение, 1991. – 272 с.
70. Ершов В.Г. Оптимальная программа траекторных измерений / Ершов В.Г. // Космические исследования: т.9, вып. 1, 1971. - С. 46-55.
71. Копей Б.В. Вимірювальні засоби контролю та експрес-діагностики обладнання нафтогазового машинобудування / Копей Б.В. , Лопатін В.В., Копей І.Б // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. - 2003. - №1(6). - С. 129-133.
72. Уманский В.Б. Новые способы упрочнения деталей машин: Справочник / Уманский В.Б., Маняк Л.К. -Донецк: Донбас, 1990. -144 с.
73. Мкачтрян С.М. Повышение износостойкости бурового и нефтепромыслового оборудования и инструмента на основе использования эффекта избирательного переноса / Мкачтрян С.М., Пичугин В.Ф. –М.: ВНИИОЭНГ, 1980 - С. 1-32.
74. Гаркунов Н.Д. Повышение износостойкости на основе избирательного переноса / Гаркунов Н.Д., Поляков А.А., Рыбакова Л.М. - М.: Машиностроение, 1977. – 214 с.
75. Маркин Н.С. Основы теории обработки результатов измерений : учебное пособие. / Маркин Н.С. –М.: Издательство стандартов, 1991. -175 с.
76. Болотин В.В. Прогнозирование ресурса машин и конструкций./ Болотин В.В. - М.: Машиностроение, 1984. – 312 с.
77. Вібраційний контроль моделі редуктора верстата-гойдалки / Копей Б.В., Євчук О.В., Стефанишин О.І., Лопатін В.В., Копей В.Б. // Сучасні проблеми трибології: міжнародна наук.-техн. конференція, 19-21 травня 2010р.: тези. - Київ.: ІВЦ АЛКОН НАН України, 2010. – С. 189.
78. Прогнозування зношування деталей редукторів верстатів-гойдалок. Проблеми тертя та зношування: наук. - техн. збірник / Копей Б.В.,

Стефанишин О.І., Євчук О.В., Лопатін В.В. // гол.ред. Кіндрачук М.В. – К.: Вид. Нац.авіац.ун-ту «НАУ-друк», 2010. – Вип.53. – С. 42-58.

79. Вібраційні характеристики пасових передач редукторів верстатів-качалок. / Копей Б.В., Євчук О.В., Стефанишин О.І., Лопатін В.В. // Науковий вісник Національного технічного університету нафти і газу. – 2010. -№ 2(24). - С. 94-100.

80. Копей Б.В. Мобільні вимірювальні системи в нафтогазовій та гірничій промисловості. Монографія / Копей Б.В., Лопатін В. В., Стефанишин О.І. - Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2010. – 321 с.

81. Левашов Н.Д. Универсальные таблицы для подбора зубчатых колес металорежущих станков / Левашов Н.Д. -Киев: Техника, 1979. – 248 с.

82. Каменичный И.С. Спутник термиста / Каменичный И.С. -Киев: Техника, 1978. – 230 с.

83. Решетов Д.Н. Детали машин / Решетов Д.Н. –М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.

84. Иванов М.Н. Детали машин / Иванов М.Н. –М.: Высшая школа, 1991. – 382 с.

85. Вибрация. Контроль вибрационного состояния зубчатых механизмов при приемке: ГОСТ ИСО 8579-2-2002 [Чинний від 01.11.2007]. –М.: Стандартиформ, 2007. – 10с.

86. Ильин С.Р. Опыт использования акселерометров для контроля процесса динамического взаимодействия между коробчатыми проводниками и направляющими клетки со ступенчатой функцией жесткости / Ильин С.Р., Лопатин В.В., Послед Б.С. Деп. в ГНТБ Украины 03.01.95, № 40 – Ук 95.22 с.

87. Лопатин В.В. Выделение полезных сигналов датчика подсчета ярусов в системе диагностики шахтных подъемных установок: межвед. науч.-техн. сб. /Лопатин В.В. // Геотехническая механика. -1999. - Вып.15. -С. 45-52.

88. Radar begins riding the to keep track of trains progress / Electronics – 1977. Vol, 50 - № 15. – p.8-10.

89. Сахневич С.Ю. Применение бесконтактных устройств контроля скорости движения клетки в схемах защиты шахтных подъемных установок / Сахневич С.Ю., Алтухова Е.И. // Республ. межвед. науч. техн. сб. – 1977. - Вып. 9. - С. 17-21.

90. Ильин С.Р. Метод динамических экспрес-испытаний системы "подъемный сосуд – армировка" вертикальных стволов шахт и рудников: . межвед. науч.-техн. сб. // Ильин С.Р. / Геотехническая механика. - 2005. - Вып. 56. – С. 149- 156.

91. Кузин Ф.А. Кандидатская диссертация. Методика написания, правила оформления й порядок защиты. Практическое пособие для аспирантов и соискателей ученой степени / Кузин Ф.А. - М.: «Ось-89», 1997. — 208 с.

92. Чкалова О.Н. Основы научных исследований / Чкалова О.Н. - К.: Вища школа, 1978. - 120 с.

93. Сиденко В.М. Основы научных исследований / Сиденко В.М., Грушко И.М. — Харків: Вища школа, 1979. -200 с.

94. Белый И.В., Основы научных исследований й технического творчества. / Белый И.В., Власов К.П., Клепиков В.Б. - Харків: Вища школа, 1989. - 200 с.

95. Довідник здобувача наукового ступеня. - К.: Редакція «Бюлетеня Вищої атестаційної комісії України», 2000. - 64 с.

96. Канарчук В.Є. Надійність машин. / Канарчук В.Є., Полянський С.К., Дмитрієв М.М. – К.: Либідь, 2003. - 260 с.

97. Методы повышения долговечности деталей машин. / [Ткачев В.Н., Фиштейн Б.М., Власенко В.Д., Уланов В.А.]. - М.: Машиностроение, 1971. - 272 с.

98. Муравьев В. М. Справочник мастера по добыче нефти: изд. 3, перераб. и доп. / Муравьев В. М. - М.: Недра, 1974. - 264 с.

99. Кораблев А.И. Повышение несущей способности и долговечности зубчатых передач. / Кораблев А.И., Решетов Д.Н. - М.: Машиностроение, 1968. - 288с.

100. Кропивницкий Н.Н. Приемы и технология слесарно-сборочных работ. / Кропивницкий Н.Н. - Лениздат: 1970. - 398 с.

101. Гуляев А.П. Металловедение. / Гуляев А.П. - М.: Металлургия, 1986. - 544 с.

102. Геллер Ю.А. Металловедение. / Геллер Ю.А., Рахштадт А.Г. - М.: Металлургия, 1984. - 384 с.

103. Скоростное зубофрезерование. / [Мойсеенко О.И., Захаренко И.П., Сидоренко Л.С. и др.]. - Киев: Техника, 1972. -216 с.

104. Белькевич Б. Справочное пособие технолога машиностроительного завода. / Белькевич Б., Тимашков В. - Минск: Беларусь, 1972. - 636 с.

105. Малахов Я.А. Зубообрабатывающие и резьбофрезерные станки и их наладка. / Малахов Я.А. -М.: Высшая школа, 1972. - 328 с.

106. Шмыков А.А. Справочник термиста. / Шмыков А.А. -Ленинград: Машгиз, 1955. - 331с.

107. Сальников Г.П. Краткий справочник машиностроителя. / Сальников Г.П. - Киев: Техника, 1967. - 682 с.

108. Махутов Н.А. Деформационные критерии разрушения и расчет элементов конструкций на прочность / Махутов Н.А. - М.: Машиностроение, 1981. - 272с.

109. Махутов Н.А. Расчеты прочности элементов конструкций при малоцикловом нагружении. Методические указания. / Махутов Н.А., Гусенков А.П., Гаденин М.М. - М.: МЦНТИ, 1987. - 42 с.

110. Хартман К. Планирование эксперимента в исследовании технологических процессов / Хартман К., Лецкий Э., Шеффер В. - М.: Мир, 1977. - 552 с.

111. Вакуленко И.А. Влияние морфологии и дисперсности цементита на усталостную прочность углеродистых сталей / Вакуленко И.А., Перков О.Н. // *Металлы (РАН)*. – 2008. – № 3. – С. 52–55.
112. Вакуленко И.А. О механизме влияния размера зерна феррита на усталостную прочность углеродистой стали / Вакуленко И.А., Перков О.Н., Раздобреев В.Г. // *Металлы (РАН)*. – 2008. – № 3. – С. 56–59.
113. Фридман Я.Б. Строение и анализ изломов металлов / Фридман Я.Б., Гордеева Т.А., Зайцев А.М. – М.: ГНТИ, 1960. – 128 с.
114. Ботвина Л.Р. К вопросу о природе разрыва кривых усталости: Усталость и вязкость разрушения металлов / Ботвина Л.Р., Маслов Л.И., Гуревич С.Е. – М.: Наука, 1974. – 282с.
115. Трощенко В.Т. Усталость и неупругость металлов / Трощенко В.Т. – К.: Наукова думка, 1971. – 268 с.
116. Вакуленко И.А. Морфология структуры и деформационное упрочнение стали / Вакуленко И.А., Большаков В.И. – Д.: Маковецкий, 2008. – 196 с.
117. Бабич В.К. Деформационное старение стали / Бабич В.К., Гуль Ю.П., Долженков И.Е. – М.: Металлургия, 1974. – 320 с.
118. Надійність техніки. Терміни та визначення: ДСТУ 2860-94. - [Чинний від 2005-04-01]. — К. : Держспоживстандарт України, 1995. — 92 с. — (Національні стандарти України).
119. Астахов Н.В. Вибрация и шум электрических машин: учеб. пособие для студ. вузов / Астахов Н.В., Малышев В.С., Медведев В.Т.; под ред. Баскалова В.Я. – М.: Моск. энерг. ин-т, 1984. – с.24.
120. Вибрация энергетических машин / [Справочное пособие] – Л.: 1974. – 464 с.
121. Юдин Е.Я. Борьба с шумом на производстве: справочник / Юдин Е.Я., Борисов Л.А., Горенштейн И.В.; под общ. ред. Юдина Е.Я. – М.: Машиностроение, 1985. – 400 с.

122. Волков Л.К. Вибрация и шум электрических машин малой мощности / Волков Л.К., Ковалев Р.Н., Никифоров Г.Н. – Л.: Энергия, 1974.– 202 с.

123. Явленский К.В. Вибродиагностика и прогнозирование качества механических систем / Явленский К.В., Явленский А.К.. – Л.: Энергия, 1983. – 239 с.

124. Замиховський Л.М. Основи теорії надійності і технічної діагностики систем: навч. посіб. [для студ. вищ. навч. закл.] / Замиховський Л.М., Калявін В.П. – Івано-Франківськ: Полум'я, 2004. – 360 с.

125. Осадчий Е.П. Проектирование датчиков для измерения механических величин / Осадчий Е.П. – М.: Машиностроение, 1979. - 480 с.

126. Генкин М.Д. Виброакустическая диагностика машин и механизмов / Генкин М.Д., Соколова А.Г. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.

127. Гольдин А.С. К вопросу о нормах и принципах нормирования вибрации вращающихся машин / Гольдин А.С. // Контроль. Диагностика. – 2000. – №4. – С. 3 – 10.

128. Ширман А.Р. Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования / Ширман А.Р., Соловьев А.Б. –М.: Машиностроение, 1996. – 276 с.

129. Замиховский Л.М. Техническая диагностика погружных электроустановок для добычи нефти / Замиховский Л.М., Калявин В.П. – Снятин: фирма Прут-Принт, 1999. – 224 с.

130. Баркова Н.А. Современное состояние виброакустической диагностики машин [Электронный ресурс] / Баркова Н.А. / – Режим доступа : <http://vibrotek.com/russian/articles/sovrstost/index.htm>

131. Стеценко А.А. Системы мониторинга и диагностики машин [Электронный ресурс] / А.А. Стеценко., О.И. Бедрий, Е.А. Долгов. – Режим доступа : http://www.vibration.ru/sys_mon.shtml.

132. Налимов В.В. Теория эксперимента / Налимов В.В. – М.: Наука, 1971.
133. Пустыльник Е.Н. Статистические методы анализа и обработки наблюдений / Пустыльник Е.Н. – М.: Наука, 1968. –283 с.
134. Румшинский Л.З. Математическая обработка результатов эксперимента / Румшинский Л.З. – М.: Наука, 1976. - 279с.
135. Кирьянов Д. Самоучитель Mathcad 13 / Кирьянов Д. – С.-Пб.: БХВ-Петербург, 2006. – 528 с.
136. Васильев А. Книга Mathcad 13 на примерах / Васильев А. – С.-Пб.: БХВ-Петербург, 2007. – 528 с.
137. Шефтель З.Г. Теорія ймовірностей / Шефтель З.Г. -К.: Вища школа, 1994. —192с.
138. Заміховський Л.М. Проектування систем діагностування: навч. посіб. [для студ. вищ. навч. закл.] / Заміховський Л.М., Калявін В.П. – Івано-Франківськ: Полум'я, 2004. – 247с.
139. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. / Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В. - М.: Наука, 1976. - 279с.
140. WaveLab - лаборатория звука (электронная книга) [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://igorkozlov.ucoz.ru/publ/3-1-0-25>.
- 141 Копей Б. В. Оптимізація вибору складу мобільної вимірювальної системи / Копей Б. В., Лопатін В.В., Стефанишин О.І., Копей І.Б.// Науковий вісник Національного технічного університету нафти і газу. -2011. -№ 1(27). -С.91-96.
142. Бабаєв С.Г. Надежность нефтепромыслового оборудования / Бабаєв С.Г. - М.: Недра, 1987. -264с.
143. Мирзанджанзаде А.Х. Математическая теория эксперимента в добыче нефти и газа / Мирзанджанзаде А.Х., Степанова Г.С. – М.: Недра, 1977. -228с.

144. Павленко А.В. Зубчатые передачи с зацеплением Новикова / Павленко А.В., Федякин Р.В., Чесноков В.А. - Киев: Техника, 1978. -144с.
145. Мочернюк Д.Ю. Физическое моделирование инженерных процессов / Мочернюк Д.Ю. – Львов: Вища школа, 1987. – 180с.
146. Васильев Ю.Н. Вибрационный контроль технического состояния газотурбинных газоперекачивающих агрегатов. / Васильев Ю.Н., Бесклетный М.Е., Игуменцев Е.А. - М.: Недра, 1987. -197с.
147. Сапрыкин С.А. Методы и технические средства вибрационной диагностики газоперекачивающего оборудования / Сапрыкин С.А. – Х.: 2009. -369с.
148. Попков В.И. Виброакустическая диагностика в судостроении / В.И. Попков, Э.Л. Мышинский, О.И. Попов. – Л.: Судостроение, 1983. – 256 с.
149. Датчик для измерения температуры однородных и изогнутых поверхностей в промышленности. [Электронный ресурс]. – Режим доступа : www.elfaelectronics.com.ua/cgi-bin/index.cgi?ec=22a9b14c.
150. Система измерения температуры СИТ. [Электронный ресурс]. – Режим доступа : www.omsketalon.ru/?action=sit
151. Офіційний сайт фірми National Instruments [Електронний ресурс]. – Режим доступу : [www: ni.com/russia](http://www.ni.com/russia)
152. Фролов Л. Б. Измерение крутящего момента. Библиотека по автоматике / Фролов Л. Б. - М.: Энергия, 1967. - 120 с.
153. Семенцов Г. Класифікація методів автоматического контроля момента на валу производственных механизмов / Георгій Семенцов // Автоматизация производственных процессов в машиностроении и приобретении. – Львов: Вища школа. – 1976. – № 21. – С. 100 – 104.
154. Заміховський Л.М. Сучасний стан методів і технічних засобів контролю крутного моменту на валу занурювальних двигунів / Заміховський Л.М., Гринів П.П., Панчук В.Г. – Івано-Франківськ: ІФДТУНГ, 1993. – 17 с.– Рук. деп. в ДНТБ України 10.10.93, №2274 – Ук 93.

155. Чигур І.І. Аналіз методів контролю моменту на валі механізмів з електричним приводом / Чигур І.І., Лещій Р.М. // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Технічна кібернетика та електрифікація об'єктів паливно-енергетичного комплексу. – Івано-Франківськ: ІФДТУНГ. – 1999. - № 36(8). – С. 177-186.

156. Аппаратура для косвенных методов контроля момента и мощности механизмов при бурении и добычи // ТНТО: Автоматиз. и телемеханиз. нефт. пром. – М.: ВНИИОЭНГ, 1976. – С. 52.

157. Кацман М.М. Электрические машины и трансформаторы. Часть.2. Машины переменного тока / Кайман М.М. – М.: Высшая школа, 1976.– 186 с.

158. Павлов Б.В. Акустическая диагностика механизмов / Павлов Б.В. – М.: Машиностроение, 1971. – 224 с.

159. International Organization for Standardization. [Електронний ресурс]. – Режим доступу : <http://www.iso.org/>

160. Mechanical vibration. Evolution of machine vibration by measurements on non- rotating parts. Part 1-5 (ISO 10816).

161. Mechanical vibration of non-reciprocating machines. Measurements on rotating shafts and evolution criteria. Part 1-5 (ISO 7919).

162. Заміховський Л.М. Дослідження зношення робочих органів вертикального валкового млина MPS 180 ВК / Заміховський Л.М., Скрипюк Р.Б. // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2008. – №72. -С. 34-39.

163. Симою М.П. Определение коэффициентов передаточных функций линеаризованных звеньев систем регулирования / М.П.Симою // Автоматика и телемеханика. – 1957. - № 6. -С 514 – 527.

164. Эйкхофф П. Основы идентификации систем управления / Эйкхофф П. – М.: Мир, 1975. – 683 с.

165. Гроп Д. Методы идентификации систем / Гроп Д. – М.: Мир, 1979. – 203 с.

166. Ципкин Я.З. Основы информационной теории идентификации / Ципкин Я.З. – М.: Наука, 1984. – 320 с.

167. Zwingelstein Gilles Panorama des methodes d'identification de processus / Gilles Zwingelstein // Le Nouvel Automatisme. - 1989. – № 49.

168. Льюнг Л. Идентификация систем / Льюнг Л. – М.: Наука, 1991. – 432 с.

169. Дьяконов В. MatLab. Анализ, идентификация и моделирование систем: специальный справочник / В. Дьяконов, В. Круглов. - С-Пб.: Питер, 2002. – 448 с.

170. Заміховський Л.М. Параметрична ідентифікація технічного стану робочих органів вертикального валкового млина в середовищі Matlab / Заміховський Л.М., Скрип'юк Р.Б. // «Наукові вісті» Галицької академії. – Івано-Франківськ: - 2010. – № 2(18). – С. 4-14.

171. Офіційний сайт фірми ХАДО [Електронний ресурс]. – Режим доступу : www:худо.com.

172. Защита металлургических машин от поломок / Сборник статей под редакцией В.И.Капланова. Приазовский Государственный технический университет. Вып. №2.- Мариуполь: 1997. - 276 с.

173. Копей Б.В. Підвищення ресурсу роботи редукторів ШСНУ методом використання добавок м'яких металів до мастильних матеріалів / Копей Б.В., Стефанишин О.І., Парайко Ю.І., Шостаківський І.І. Проблеми тертя та зношування: наук. - техн. збірник / гол.ред. Кіндрачук М.В. – К.: Вид. Нац.авіац.ун-ту «НАУ-друк», 2011 – Вип.56,с.94-105.

174. Копей Б.В. Використання добавок м'яких металів до мастильних матеріалів для підвищення ресурсу редукторів верстатів-гойдалок / Копей Б.В., Стефанишин О.І., Євчук О.В. // Анотації Міжнародної науково-технічної конференції молодих вчених « Нафтогазова енергетика - 2011», Івано-Франківськ, 10-14 жовтня 2011р, с.29.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ

Додаток А

Івано – Франківський національний технічний університет нафти і газу

ПОГОДЖЕНО

Головний інженер

Бориславської ЦБВО

А. Г. Кавич

"5" листопада 2010_р

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор ІФНТУНГ

з наукової роботи

О.М. Карпаш

"31" 08 2010_р

МЕТОДИКА ОЦІНКИ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ПІСЛЯ
РЕМОНТУ ТА ПРОГНОЗУВАННЯ РЕСУРСУ РЕДУКТОРІВ
ШШНУ В ПРОЦЕСІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ СВЕРДЛОВИНИ ЗА
ДОПОМОГОЮ ВІБРОДІАГНОСТУВАННЯ

ПОГОДЖЕНО

Головний інженер НГВУ

"Бориславнафтогаз"

Костецький В.В.

"05" листопада 2010 р

Керівник розробки,

професор ІФНТУНГ

Копей Б.В.

"26" 08 2010 р

Вступ

Методика прогнозування ресурсу редукторів ШСНУ після ремонту та в процесі експлуатації є результатом робіт, проведених на кафедрі нафтогазового обладнання ІФНТУНГ, ІГТМ НАН України та в промислових умовах НГВУ «Долина нафтогаз».

Рекомендації з визначення технічного стану після ремонту та прогнозування ресурсу редукторів ШСНУ і визначення їх допустимих вібрацій представлено в графічному зображенні та в методиці розрахунку.

Визначення загального рівня вібрації в залежності від часу напрацювання є результатом робіт, проведених в промислових умовах та розрахункових даних допустимих вібрацій.

Рекомендації по визначенню загального рівня вібрації в залежності від часу напрацювання показано на графіку зміни середньоквадратичного значення вібраційного сигналу з часом напрацювання установки. За допомогою вбудованих функцій середовища Mathcad було оцінено коефіцієнти рівняння експоненційної регресії для отриманої послідовності значень

1 Загальні відомості та розрахунок допустимих вібрацій

Для нормування вібрації редукторів ШСНУ необхідно враховувати такі особливості:

- в більшості випадків велика маса і габарити;
- вплив інших складових ШСНУ на стан редуктора;
- відносно мала маса обертових елементів відносно маси корпусу.

Вібрації, які виникають в механізмі, передаються на корпус редуктора через підшипниковий вузол. Розглядаємо опору вала, як частину корпусу редуктора. Елементи опорного вузла утворюють механічну систему. Система складається з:

- вала, який обертається, на якому насаджені зубчаті колеса, та який є джерелом поліграфічної вібрації;
- підшипника кочення, який володіє пружними властивостями та передає вібраційні коливання на корпус;
- опори (частина корпусу редуктора), призначеної для затування механічних коливань та фіксації положення вала.

Працездатність приведеної системи в найбільшій степені визначається безвідмовною роботою підшипників кочення. Дана система приведена до математичної двомасової моделі з двома степенями вільності (рис.1). В цій моделі вал масою m_1 навантажений періодичною силою $P_o \sin \omega t$, яка виникає в результаті дефектів, дії технологічних та динамічних навантажень, та встановлений на підшипнику кочення з жорсткістю C_1 на опорі масою m_2 з жорсткістю C_2 . Спростуємо модель, нехтуючи демпфіруванням підшипника та опори: $b_1=b_2=0$.

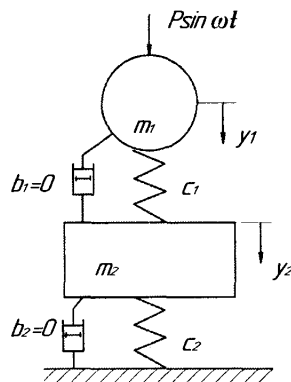


Рисунок 1 - Математична модель опори

В результаті необхідно визначити механічні коливання опори y_2 , які викликані силами, які діють з кутовою швидкістю ω . Застосовуємо рівняння Лагранжа другого роду:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_k} - \frac{\partial T}{\partial q_k} = Q_k - \frac{\partial \Pi}{\partial q_k}, \quad k = 1, 2, \dots, n, \quad (1)$$

Тут за узагальнені координати q_1 і q_2 прийняли абсолютні вертикальні переміщення тіл y_1 і y_2 з положення їх статичної рівноваги.

Тоді кінетична T , потенціальна Π енергія і функція Релея R визначатимуться виразами:

$$\mathcal{T} = \frac{1}{2} \dot{a}_1 q_1^2 + \frac{1}{2} a_2 q_2^2 \quad \Pi = \frac{1}{2} c_1 q_1^2 + \frac{1}{2} c_2 (q_2 - q_1)^2 \quad R = \frac{1}{2} b_1 q_1^2 + \frac{1}{2} b_2 q_2^2 \quad (2)$$

На розглянуту систему діють потенціальні пружні сили і сили ваги, тому потенціальна енергія системи дорівнює:

$$\Pi = \frac{1}{2} c q_1^2 + c_1 q_1 \lambda_{cm1} + \frac{1}{2} c_2 (q_2 - q_1)^2 + c_2 (q_2 - q_1) \lambda_{cm2} - m_1 g q_1 - m_2 g q_2,$$

або після перетворення:

$$\Pi = \frac{1}{2} c q_1^2 + c_1 q_1 \lambda_{cm1} + \frac{1}{2} c_2 (q_2 - q_1)^2 + c_2 (q_2 - q_1) \lambda_{cm2} - m_1 g q_1 - m_2 g q_2.$$

Тут g – пришвидшення вільного падіння тіл;

λ_{cm1} і λ_{cm2} – статичні деформації пружини під дією сил ваги тіл масою m_1 і m_2 .

В положенні рівноваги, згідно збірника статей за редакцією В.І.Капланова (Защита металлургических машин от поломок / Приазовский Государственный технический университет. Вып. №2.- Мариуполь: 1997. - 276 с.)

$$\left. \frac{\partial \Pi}{\partial q_2} \right|_{\substack{q_1=0 \\ q_2=0}} = c_2 \lambda_{n02} - c_1 \lambda_{n01} - m_2 g$$

$$\left. \frac{\partial \Pi}{\partial q_1} \right|_{\substack{q_1=0 \\ q_2=0}} = c_1 \lambda_{n01} - m_1 g$$

Отже потенціальна енергія з урахуванням останніх виразів набуде вигляду:

$$\Pi = \frac{1}{2} c_1 q_1^2 + \frac{1}{2} c_2 (q_2 - q_1)^2 \quad (3)$$

В кінетичній енергії інерційні коефіцієнти a_1 і a_2 дорівнюють масам тіл вала m_1 і опори m_2 . Так як демпфуванням підшипників нехтуємо, то коефіцієнти b_1 і b_2 у функції Релея дорівнюють нулю. Підставляючи ці вирази у рівняння Лагранжа другого роду, отримуємо диференціальні рівняння руху системи:

$$m_1 \ddot{y}_1 + c_1 (y_1 - y_2) = P_0 \sin \omega t;$$

$$m_2 \ddot{y}_2 + (c_1 + c_2)y_2 - c_1 y_1 = 0; \quad (4)$$

де $Q_1 = P_0 \sin \omega t$ – збурююча сила.

Загальний розв'язок отриманої системи диференціальних рівнянь є сумою загального розв'язку відповідної системи однорідних рівнянь і часткового розв'язку неоднорідних рівнянь.

Загальний розв'язок системи однорідних диференціальних рівнянь характеризує власні коливання системи і якими в даній задачі можна нехтувати. Частковий розв'язок системи диференціальних рівнянь (4), який визначає вимушені коливання системи шукатимемо у вигляді:

$$\begin{aligned} y_1 &= A_1 \sin \omega t \\ y_2 &= A_2 \sin \omega t \end{aligned} \quad (5)$$

Підставляючи (5) у диференціальні рівняння (4) і скоротивши на $\sin \omega t$, отримаємо:

$$\begin{aligned} (C_1 - m_1 \omega^2) A_1 - C_1 A_2 &= P_0 \\ (C_1 + C_2 - m_2 \omega^2) A_2 - C_1 A_1 &= 0 \end{aligned}$$

З цієї системи алгебраїчних рівнянь отримаємо формули для амплітуд вимушених коливань тіл системи:

$$\begin{aligned} A_2 &= \frac{P_0 C_1}{(C_1 + C_2 - m_2 \omega^2)(C_1 - m_1 \omega^2) - C_1^2}; \\ A_1 &= \frac{P_0 (C_1 + C_2 - m_2 \omega^2)}{(C_1 + C_2 - m_2 \omega^2)(C_1 - m_1 \omega^2) - C_1^2}. \end{aligned}$$

З отриманих виразів маємо приведену жорсткість двох паралельно з'єднаних пружних систем:

$$\begin{aligned} C_1 + C_2 &= C_{np} \\ C_{np} - m_2 \omega^2 &= 0, \end{aligned} \quad (6)$$

Тоді, для

$$\text{матимемо } A_1 = 0; \quad A_2 = -\frac{P_0}{C_1},$$

тобто

$$y_1 = 0; \quad y_2 = -\frac{P_0}{C_1} \sin \omega t. \quad (7)$$

За цієї умови вимушені коливання першого тіла повністю погашені. Це буде при наступних параметрах другого тіла:

якщо частота власних коливань - $K_2 = \sqrt{\frac{C_{np}}{m_2}}$, тоді згідно (5.6) маємо:

$$K_2^2 - \omega^2 = 0$$

$$\omega = K_2 = \sqrt{\frac{C_{np}}{m_2}} .$$

Тобто, коли частота K_2 співпадає з частотою збурюючої сили відбувається погашення першої маси.

Отриманий розрахунок дозволяє визначити допустимі норми вібрації конкретного редуктора. Процес розрахунку при цьому не є складним, найбільш важливим етапом є визначення вихідних даних.

Проводимо розрахунок допустимих вібрацій для підшипників вихідного вала редуктора РН-2300. Маса частини вхідного вала для даного редуктора становить $m_1=48$ кг, маса опори визначена, як приведена маса частини корпусу, на яку спирається вал – $m_2=50$ кг, кутова швидкість обертання вала $\omega=6,04$ с⁻¹. Допустиме навантаження P_o приймається рівним динамічній вантажопідіймальності $C_{дин}$ підшипника № 2312 ГОСТ 8328-75.

$$P_o = C_{дин} = 123 \text{кН}$$

Жорсткість підшипника визначаємо виходячи із пружної деформації підшипника. Радіальна жорсткість для даного підшипника:

$$C_1 = \frac{Fr}{\delta r} ,$$

Fr – радіальне навантаження на опору, Н;

δr – радіальна деформація підшипника під навантаженням, мкм.

$$\delta r = \delta r' + \delta r'' \tag{8}$$

$\delta r'$ – радіальна деформація в контакті найбільш навантаженого тіла з доріжкою кочення, мкм;

$\delta r''$ – радіальна деформація в контакті кілець підшипника з посадочними поверхнями вала і корпусу з попереднім натягом, мкм.

$$\delta r' = \beta \delta r_0 , \tag{9}$$

δr_0 – радіальна деформація в контакті найбільш навантаженого тіла кочення при нульовому зазорі, мкм.

Для визначення δr_0 визначаємо радіальне навантаження:

$$F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\cos \beta} , \quad (10)$$

F_t – колове навантаження, Н;

$\lambda=20^\circ$;

$\beta=24^\circ 43'$ – кут нахилу зуба.

Визначаємо колове навантаження:

$$F_t = 2M / d_1 , \quad (11)$$

M - момент на привідному валі, Нм;

d_1 – діаметр привідного вала, м.

$$M = \frac{M_1}{U} , \quad (12)$$

M_1 - момент на тихохідному валі, Нм;

$U = 37,18$ – передавальне відношення редуктора;

$$M = \frac{40 \cdot 10^3}{37,18} = 10,76 \text{ Нм} ,$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 10,76}{0,06} = 358,7 \text{ Н} ,$$

$$F_r = 358,7 \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 24^\circ 34'} = 143,5 \text{ Н} .$$

Із номограми рисунок 36 ст.210 [58]:

$$\frac{F_r}{iz} = \frac{143,5}{1 \cdot 13} = 1,1; \quad L=18 \text{ мм, отримаємо } \delta r_0 = 2,2 \text{ мкм.}$$

73. β_1 – коефіцієнт, який враховує величину натягу або зазору, визначається за допомогою графіка (рис. 4 ст.211 [Бейзельман Р.Д. Подшипники качения: Справочник / Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В. - М.:

Машиностроение, 1975. - 575 с.) в залежності від $gr / \delta r_0$;

$gr = 2,5 \text{ мкм}$ – попередній натяг;

$z = 13$ – кількість роликів підшипника;

l – кількість рядів роликів;

L – довжина ролика підшипника, мм.

$$g_r / \delta r_0 = 2,5/2,2 = 1,1$$

Виходячи з графіка (рис.4 ст.211 [58]) – $\beta_1 = 0,4$

$$\delta r'' = \frac{4 F_r k}{\pi d B} \left(1 + \frac{d}{D} \right), \quad (13)$$

$k = 0,005-0,025 \text{ мм}^3/\text{кг}$;

D – зовнішній діаметр підшипника, мм;

d – внутрішній діаметр підшипника, мм;

B – ширина підшипника, мм;

$$D = 130 \text{ мм}, \quad d = 60 \text{ мм}, \quad B = 31 \text{ мм};$$

$$\delta r'' = \frac{4 \cdot 143,5 \cdot 0,02}{\pi \cdot 60 \cdot 31} \left(1 + \frac{60}{130} \right) = 0,2 \text{ мкм};$$

$$\delta r' = 0,4 \cdot 2,2 = 0,9 \text{ мкм};$$

$$\delta r = 0,9 + 0,2 = 1,1 \text{ мкм}.$$

Тоді жорсткість підшипника:

$$C_1 = \frac{143,5}{1,1} = 130,45 \text{ Н/мкм} = 0,13 \cdot 10^9 \text{ Н/м}$$

Жорсткість опори визначаємо за загальними формулами опору матеріалів:

$$C_2 = 8,25 \cdot 10^9 \text{ Н/м};$$

За таких умов вібропереміщення опори складає:

$$y_2 = 1,45 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Враховуючи основний вплив першої гармоніки та переходячи від амплітудного до середньоквадратичного значення віброшвидкості отримаємо:

$$V_r = \frac{y_2 \omega}{2\sqrt{2}} = 3,1 \text{ мм/с}. \quad (14)$$

Отримані допустимі значення добре узгоджуються з експериментальними значеннями та мають більш низький рівень в порівнянні з рекомендаціями стандартів.

2 Визначення загального рівня вібрації в залежності від часу напрацювання

На рис. 2 показано графік зміни середньоквадратичного значення вібраційного сигналу з часом напрацювання редуктора РН-2300 ШСНУ. Внаслідок зносу деталей редуктора рівень вібрації поступово зростає, причому дана залежність носить експоненційний характер. За допомогою вбудованих функцій середовища Mathcad було оцінено коефіцієнти рівняння експоненційної регресії $y(x) = a \cdot e^{b \cdot x} + c$ для отриманої послідовності значень, в результаті чого встановлено, що при значеннях коефіцієнтів $a = 0.249$, $b = -0.0035$, $c = -0.0916$ відхилення лінії регресії від експериментальних даних не перевищує 5%.

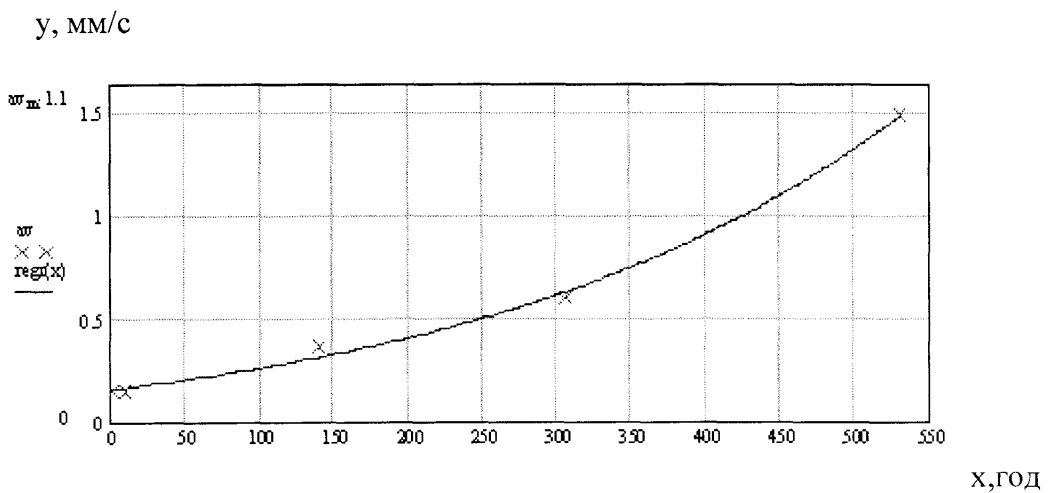


Рисунок 2 - Значення загального рівня вібрації в залежності від часу напрацювання редуктора РН-2300 ШСНУ

Отримана залежність дозволяє прогнозувати зміну рівня вібрацій редукторів верстатів-качалок, і при наявності відомих граничних значень, що відповідають незадовільному технічному стану, можна визначити прогнозований час нормальної роботи механізму. Запланувавши технічний

огляд редуктора з врахуванням такого прогнозу, можна уникнути серйозних поломок, які можуть бути викликані недопустимим зростанням навантажень на деталі механізму, що супроводжуються значними вібраціями.

Виявлення дефектів на етапі їх утворення дає можливість спостерігати за їх розвитком та своєчасно планувати проведення робіт з ремонту та обслуговування редуктора. Такий процес може здійснюватися протягом декількох років, коли сукупність дефектів як за глибиною так і за якістю, не приведе до аварійної ситуації. Звичайно такий підхід можливий лише в тому випадку, коли всі потенційно небезпечні дефекти будуть виявлені на ранньому етапі їх розвитку. Для виявлення дефектів на початковому етапі їх розвитку використовуються діагностичні ознаки, які визначаються шляхом спектрального аналізу сигналу вібрації або коливань потужності. Основною ознакою дефектів в підшипниках редуктора є зміна властивості сили тертя та високочастотної вібрації, що виникає внаслідок цього. Ці зміни виявляються в якості мікроударів, або в періодичній зміні коефіцієнту тертя під час контакту дефектних поверхонь тертя, легко виявляються спектральним аналізом вібрації корпусу підшипникового вузла.

3 Результати післяремонтних та промислових випробувань мобільних вимірювальних систем контролю

Основною проблемою під час діагностування дефектів зубозачеплення (після ремонту) в редукторах ШСНУ є відсутність нормативної інформації згідно допустимих норм вібросигналу. Тому велике значення під час діагностування стану зубчатих пар має процедура порівняння спектру поточного вібросигналу із спектром вібросигналу, зареєстрованого в попередньому замірі, який був виконаний на справному редукторі.

Складністю в нормуванні рівня вібрації зубозачеплення є те, що в редукторі не повністю реєструється вихідний вібросигнал, який виникає в процесі зубозачеплення, а тільки його частина, яка змогла передатися по складних шляхах всередині редуктора до давача. Параметри цього шляху в

різного типу редукторах різні.

В залежності від шляху передавання вібро сигналів від зони зубозачеплення до давача відбувається його згасання, тому важливе значення має місце встановлення давачів під час діагностування редуктора.

В умовах Бориславської ЦБВО проведені діагностичні обстеження певної кількості редукторів та визначено оптимальний рівень віброшвидкості, згідно якого можна зробити висновок про проведення якісного ремонту.

Давач під час тестування встановлювався на корпус редуктора поблизу вихідного вала. Середня частота обертання вхідного вала редукторів складала під час проведення віброобстежень відповідно: $f_{вх} = 3,9$ Гц та $f_{вх}' = 3,53$ Гц. Обробка результатів проводилась в середовищі MathCad.

Отримана спектральна характеристика вібраційного сигналу редуктора після проведеного ремонту, наведена на рис. 3. Для відремонтованого редуктора максимум не досить чітко виражений і має невелику амплітуду. Виведено оптимальне середнє значення віброшвидкості, яке становить 1,7 мм/с.

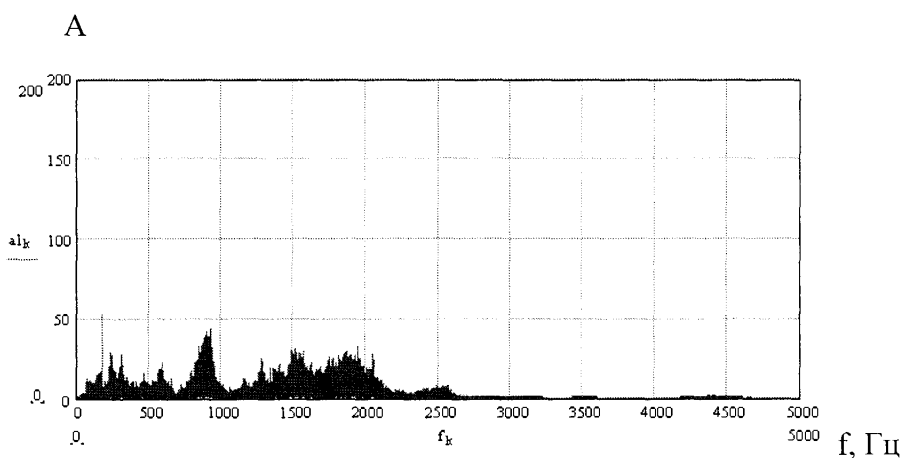


Рисунок 3 - Спектр вібрації редуктора СШНУ після проведеного ремонту

Для зношених редукторів спостерігаються бокові смуги, віддалені від частот зубозачеплення на частоту обертання вихідного вала редуктора, та, менш виражено – на частоту обертання проміжного вала. Наявність таких

бокових гармонік є ознакою дефекту зубчатого колеса, що обертається з відповідною частотою (в даному випадку вихідного та проміжного валів). Один із спектрів вібрації зображений на рисунку 4. Рівень віброшвидкості в даному випадку становить 2,9 мм/с.

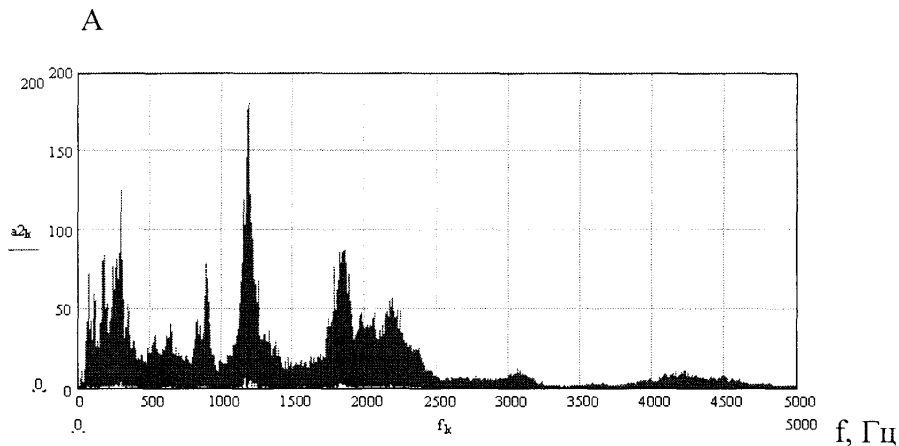


Рисунок 4 - Спектр вібрації зношеного редуктора ШСНУ

Допустимі рівні вібрації, які рекомендуються стандартами, не можуть використовуватися для редукторів ШСНУ. Згідно проведеного розрахунку за відповідною методикою допустимий рівень віброшвидкості редуктора РН-2300 ШСНУ становить 3,1 мм/с (розділ 1). Згідно проведених досліджень побудована крива прогнозування довговічності редуктора (рис.5). Отже, прогнозований ресурс роботи редуктора РН-2300 ШСНУ буде становити 36-38 тис.год.

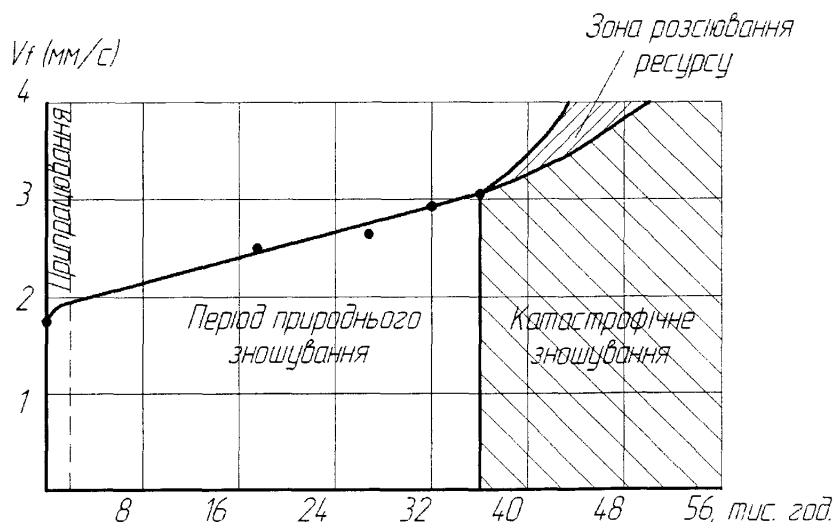


Рис. 5 - Крива прогнозування довговічності редуктора РН-2300 ШСНУ

Розрахунок економічної ефективності використання вібродіагностування в процесі ремонту та експлуатації редукторів ШСНУ поданий в додатку №1 даної методики.

Аспірант кафедри НГО ІФНТУНГ



Стефанишин О.І.

Ст. наук. співробітник ІГТМ ім. М.С.Полякова
НАН України



Лопатін В.В.

Докторант кафедри ТНГМ ІФНТУНГ



Копей В. Б.

Додаток №1
до «Методики оцінки технічного стану
після ремонту та прогнозування ресурсу
редукторів ШСНУ в процесі експлуатації
свердловини за допомогою вібродіагностування»

**Розрахунок
економічної ефективності використання
вібродіагностування в процесі ремонту та експлуатації
редукторів ШСНУ**

1 Вихідні дані:

1.1 Середня вартість ремонту редукторів ШСНУ – 21366 грн.

1.2 Норма часу на заміну редуктора – 7,25 год.

1.3 Склад бригади в кількості 2 чоловік (слюсарі-ремонтники) 2-го та 4-го розряду.

1.4 Розцінка однієї години на заміну редуктора: слюсаря-ремонтника 2-го розряду – 8,797 грн. та 4-го розряду 9,766 грн.

1.5 Кількість редукторів, які відпрацювали менше гарантійного терміну протягом 2010 року – 27.

2 Розрахунок економічної ефективності:

2.1 Річна економічна ефективність економії витрат:

$$E_p = (E_{cp} + E_3)n$$

E_p – економічна ефективність

E_{cp} - середня вартість ремонту редукторів ШСНУ

E_3 – трудові витрати на заміну одного редуктора

n - кількість редукторів, які відпрацювали менше гарантійного терміну

$$E_3 = T_3 (P_2 + P_4)$$

T_3 - норма часу на заміну одного редуктора

P_2 - розцінка однієї години на заміну редуктора слюсаря-ремонтника 2-го розряду;

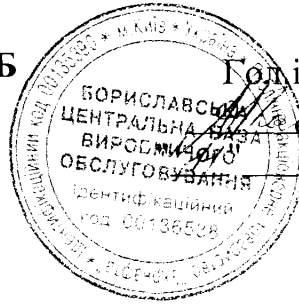
P_4 - розцінка однієї години на заміну редуктора слюсаря-ремонтника 4-го розряду.

$$E_3 = 7,25 (8,797 + 9,766) = 127,56 \text{ грн.}$$

$$E_p = (21366 + 127,56)27 = 580326 \text{ грн.}$$

Висновок: Річний економічний ефект тільки від матеріальних витрат на ремонт від впровадження вібродіагностування редукторів ШСНУ становить 580326 грн.

Додаток Б



Затверджую:

Головний інженер БЦБВО

А.Г. Кавич Кавич А.Г.

2011р.

Приймально-здавальний технічний акт

Замірів параметрів за допомогою вібродіагностики після проведеного ремонту редукторів ШСНУ, оброблених по ХАДО-технології з добавкою порошку міді.

Місце проведення: БЦБВО (дільниця з ремонту бурового та нафтопромислового обладнання цеху №2)

Дата проведення: 11.02.2011

За результатами обробки редукторів ШСНУ по ХАДО-технології з добавкою порошку міді одержані наступні результати:

№п/п	Редуктор ШСНУ	Значення віброшвидкості до обробки (мм/с)	Значення віброшвидкості після обробки (мм/с)
1	Ц2НШ-750	1,9	1,2
2	Ц2НШ-315	1,0	0,7
3	РН-2300	1,7	1,1

Висновки: за вимірними параметрами значення віброшвидкості зменшилося, редуктори працюють з меншим шумом на різних режимах випробування.

Виконавець:

Інж.технолог БЦБВО

О.І. Стефанишин Стефанишин О.І.

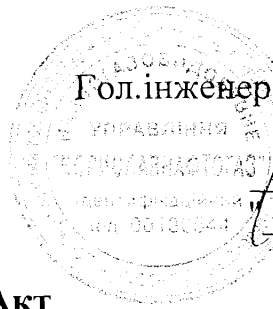
Нач. цеху №2:

В.Й. Мельникович Мельникович В.Й.

Майстер дільниці:


В.В. Стецик Стецик В.В.

Додаток В



Затверджую: Гол.інженер Бориславського НГВУ

ПАТ"Укрнафта"


 12 2011р.

Акт

виконаних робіт по використанні ХАДО-технології з добавкою порошку міді для редукторів ШСНУ в умовах Бориславського НГВУ ПАТ"Укрнафта"

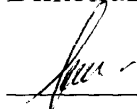
Ми, що нижче підписалися представники Бориславського НГВУ ПАТ"Укрнафта", в особі Адамовича В.І. – головного технолога та Шила І.О.- головного метролога, склали даний акт про те, що 14.02.2011р. на свердловинах Бориславського НГВУ були встановлені два редуктори ШСНУ типу РН-2300 після проведеного ремонту в умовах Бориславської ЦБВО. Для одного з редукторів була застосована дана технологія. 14.02.2011р. обидва редуктори введені в експлуатацію на однакових режимах роботи.

Після напрацювання редукторами 2296 годин, 28.10.2011 року проведені заміри параметрів за допомогою вібродіагностики та одержані наступні результати:


№п/п	Редуктор ШСНУ	Значення віброшвидкості станом на 11.02.2011р. (мм/с)	Значення віброшвидкості станом на 28.10.2011р. (мм/с)
1	РН-2300	1,6	2,1
2	РН-2300 (після обробки)	1,1	1,2

Висновки: можна стверджувати, що значення віброшвидкості та величина шуму в процесі експлуатації редуктора після обробки суттєво не змінилися в порівнянні з іншим редуктором і це дає змогу продовжити ресурс редуктора, що значно скоротить матеріальні і трудові витрати на ремонт.


Виконавець:


 Стефанишин О.І.

Головний технолог:

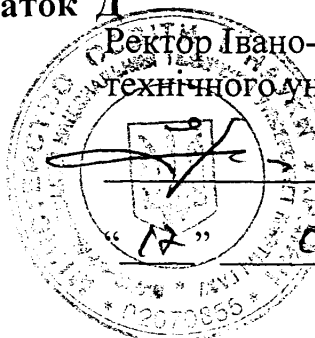

 Адамович В.І.

Головний метролог:


 Шило І.О.

Додаток Д

“ЗАТВЕРДЖУЮ”

Ректор Івано-Франківського національного
технічного університету нафти і газу

проф. Є. І. Крижанівський

2011 р.

Акт

впровадження результатів дисертаційної роботи
 Стефанишин Оксани Іванівни
 у навчальний процес

Івано-Франківського національного технічного університету
 нафти і газу

Акт складено про те, що науково-методичні розробки, які викладено в дисертаційній роботі Стефанишин Оксани Іванівни, впроваджено в навчальний процес Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу при укладенні робочих навчальних програм, підготовці лекційного курсу з дисципліни: „ Нафтогазопромислове обладнання ” для студентів напряму підготовки -0503 - нафтогазова справа, спеціальність – видобування нафти і газу, спеціалізація - морські нафтогазові технології, освітньо- кваліфікаційний рівень 6.05304 – бакалавр, а також при проведенні практичних занять із названої дисципліни та при підготовці дипломних і магістерських робіт.

Заслуговує уваги практична спрямованість викладеного методичного матеріалу із визначення технічного стану редукторів верстатів-гойдалок, що дозволяє студентам набути практичних навичок використання оптимізаційних підходів та результатів теоретичних досліджень у їхній виробничо-господарській діяльності.

Розділи робочої програми з використанням наукових результатів дисертаційного дослідження Стефанишин Оксани Іванівни:

Дисципліна: „Нафтогазопромислове обладнання”

Змістовний модуль	Навчальний елемент	Обсяг годин	Додаткова література
ЗМ 11 Штангові свердловинні насосні установки	НЕ 11.2 Діагностика редукторів ШСНУ.	2	1 - 5

Додаткова література:

- 1 Копей Б.В., Стефанишин О.І., Євчук О.В., Лопатін В.В., Прогнозування спрацювання деталей редукторів верстатів-гойдалок. Проблеми тертя та зношування: наук. - техн. збірник / гол.ред. Кіндрачук М.В. – К.: Вид. Нац.авіац.ун-ту «НАУ-друк»,2010 – Вип.53 – с.42-58.
- 2 Копей Б.В., Євчук О.В., Стефанишин О.І., Лопатін В.В. Вібраційні характеристики пасових передач редукторів верстатів-качалок. Науковий вісник Національного технічного університету нафти і газу. № 2(24), 2010, с.94-100.
- 3 Копей Б.В., Копей І. Б., Євчук О.В., Лопатін В.В., Стефанишин О.І. Давач для вимірювання навантажень, що діють на колону насосних штанг. Патент України на корисну модель № 49754. По заявці № u200911722, 11.05.2010, Бюл.№9.
- 4 Копей Б.В., Стефанишин О.І., Лопатін В.В. Оптимізація розміщення давачів мобільних вимірювальних систем. Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ, №2 (35), 2010, с.107-111.
- 5 Копей Б.В., Лопатін В.В., Стефанишин О.І. Мобільні вимірювальні системи в нафтогазовій та гірничій промисловості. Монографія. Івано-Франківськ, ІФНТУНГ, 2010, - 356с.

Проректор із науково-педагогічної роботи,

професор, доктор фіз.–мат. наук



М. О. Галушак

Зав. кафедри нафтогазового обладнання,

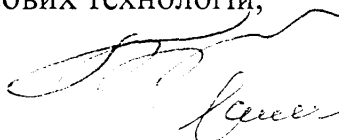
професор, доктор техн. наук



Є. І. Крижанівський

Зав. кафедри морських нафтогазових технологій,

професор, доктор техн. наук



Б.В.Копей

Здобувач



О.І. Стефанишин

Додаток Е



**Акт
введення в експлуатацію
стенду для обкатування редукторів ШСНУ**

Комісія, що створена на основі наказу № 76/а 31.03.2011р у складі головного механіка Щербія С.І.- голова комісії, головного енергетика Батюка С.В., начальника ТВ Грицика О.Д., начальника КВ Третьякова М.О., начальника відділу ОП Пігур У.О., начальника цеху № 2 Мельниковича В.Й., інженера СТК Чирика Ю.А., начальника служби метрології Косика Ю.І. провела обстеження стенду для обкатування редукторів ШСНУ та встановила наступне:

стенд для обкатування редукторів ШСНУ відповідає вимогам технічної документації, охорони праці та знаходиться в технічно справному стані.

Висновок комісії: стенд є придатним для експлуатації з метою обкатування редукторів ШСНУ.

Голова комісії

С.І.Щербій

Члени комісії :

С.В.Батюк

О.Д.Грицик

М.О. Третьяков

У.О.Пігур

Ю.І. Косик

Ю.А Чирик

В.Й.Мельникович

