

ДЕРЖАВНА СЛУЖБА УКРАЇНИ З НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЙ

ЛЬВІВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БЕЗПЕКИ ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ

На правах рукопису

УЩАПІВСЬКИЙ ІГОР ЛЮБОМИРОВИЧ

УДК 614.846.35:534.1

**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ГАСІННЯ ПОЖЕЖ
ПОЖЕЖНИМИ АВТОМОБІЛЯМИ З ВІДЦЕНТРОВИМИ
ПОЖЕЖНИМИ НАСОСАМИ**

21.06.02 – пожежна безпека

Дисертація на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Науковий керівник:
кандидат технічних наук,
старший науковий співробітник
Кирилів Ярослав Богданович

Львів – 2015

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	6
ВСТУП.....	7
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СТАТИСТИКИ ПОЖЕЖ ТА ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ПОЖЕЖНИХ АВТОМОБІЛІВ ВІДЦЕНТРОВИМИ ПОЖЕЖНИМИ НАСОСАМИ.....	3 15
1.1. Аналіз статистики пожеж та ефективності застосування пожежних автомобілів, обладнаних відцентровими насосами....	16
1.2. Аналіз конструкцій та технічних характеристик відцентрових пожежних насосів як пожежно-технічного оснащення пожежних автомобілів.....	18
1.3. Чинники впливу на працездатність відцентрових пожежних насосів та ефективність пожежних автомобілів під час гасіння пожеж та проведення аварійно-рятувальних робіт.....	22
1.4. Аналіз систем діагностування та технічного обслуговування відцентрових пожежних насосів пожежних автомобілів.....	34
1.5. Ідея роботи, мета і задачі дослідження.....	38
РОЗДІЛ 2. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ВІБРАЦІЙНИХ ПРОЦЕСІВ ПІД ЧАС РОБОТИ ВІДЦЕНТРОВИХ ПОЖЕЖНИХ НАСОСІВ.....	41
2.1. Розробка математичної моделі, що описує вібраційні процеси елементів конструкції відцентрових пожежних насосів.....	41
2.1.1. Побудова комп'ютерної тривимірної геометричної моделі елементів відцентрового пожежного насоса	41

2.1.2. Побудова скінчено-елементних математичних моделей елементів відцентрових насосів.....	48
2.2. Визначення лінійних динамічних характеристик елементів конструкції	60
2.3. Перевірки адекватності розробленої математичної моделі...	65
2.4. Математичне моделювання роботи відцентрових пожежних насосів.....	67
2.5. Визначення розрахунковим методом показників ефективності застосування відцентрових пожежних насосів за вібраційними ознаками.....	75
2.6. Висновки розділу.....	80
РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРАЦІЙНИХ ПРОЦЕСІВ, ЯКІ ВІДБУВАЮТЬСЯ ПІД ЧАС РОБОТИ ВІДЦЕНТРОВОГО ПОЖЕЖНОГО НАСОСА ТИПУ ПН – 40 УВ.....	82
3.1. Методика проведення експериментальних досліджень.....	82
3.2. Експериментальні дослідження вібраційних коливань у різних точках поверхні відцентрового пожежного насосу під час його роботи	87
3.3. Висновки розділу.....	104
РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ З ВИЯВЛЕННЯ ВПЛИВУ ДЕФЕКТІВ ТА ПОШКОДЖЕНЬ ВІДЦЕНТРОВОГО ПОЖЕЖНОГО НАСОСА ПН – 40 УВ НА ВІБРАЦІЙНІ ПАРАМЕТРИ ПІД ЧАС ЙОГО РОБОТИ.....	105
4.1. Експериментальні дослідження з виявлення впливу дисбалансу робочого колеса на вібраційні параметри	

пожежного насоса ПН-40УВ під час його роботи.....	105
4.2. Експериментальні дослідження з виявлення впливу послаблення кріплення вала в підшипниковому вузлі на вібраційні параметри пожежного насоса ПН-40УВ під час його роботи.....	112
4.3. Експериментальні дослідження з виявлення впливу пошкоджених (зношених) підшипників на вібраційні параметри пожежного насоса ПН-40УВ під час його роботи.....	117
4.4. Експериментальні дослідження з виявлення впливу послаблення кріплення насоса на несучій опорі на вібраційні параметри пожежного насоса ПН-40УВ під час його роботи.....	126
4.5. Висновки розділу.....	131
РОЗДІЛ 5. ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ТЕОРЕТИЧНИХ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	133
5.1. Розроблення методики визначення технічного стану пожежного насоса в експлуатації за вібраційними показниками..	133
5.2. Розроблення рекомендацій щодо застосування методики визначення технічного стану пожежного насоса в експлуатації за вібраційними показниками в системі технічного обслуговування пожежних автомобілів.....	139
5.3. Техніко-економічне оцінювання впровадження результатів в практику.....	141
5.4. Висновки розділу.....	145
ВИСНОВКИ.....	147
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	149

Додаток А. Методика визначення технічного стану пожежного насоса в експлуатації за вібраційними показниками.....	160
Додаток Б. Акт впровадження результатів дисертаційної роботи у діяльність пожежно-рятувальних підрозділів Львівського гарнізону..	168
Додаток В. Акт впровадження результатів дисертаційної роботи у діяльність ТОВ «ПК «ПОЖМАШИНА».....	170
Додаток Д. Акт впровадження результатів дисертаційної роботи в навчальний процес ЛДУ БЖД.....	171
Додаток Е. Акт впровадження результатів дисертаційної роботи в навчальний процес ЧПБ ім. Героїв Чорнобиля НУЦЗУ.....	172

ПЕРЕЛІК УМОВНХ ПОЗНАЧЕНЬ

МСЕ – метод скінчених елементів;

АЧХ – амплітудно-частотні характеристики;

с.к.з. – середньоквадратичне значення;

ДСНС України – державна служба України з надзвичайних ситуацій;

ТО – технічне обслуговування;

СЕ – скінчені елементи;

АЦП – аналого-цифровий перетворювач;

ВПН – відцентровий пожежний насос.

ВСТУП

Ефективність роботи пожежних і рятувальних підрозділів Державної служби України з надзвичайних ситуацій (ДСНС) значною мірою залежить від стану готовності пожежно-технічного озброєння. Основним тактичним підрозділом в ДСНС є відділення на пожежному автомобілі. Під час ліквідації пожежі підрозділом, основною стратегічною дією є подача вогнегасної рідини до осередку загорання. При цьому використовується насосна установка, що входить до технічного оснащення відповідного спеціалізованого автомобіля.

Пожежний насос аварійно-рятувального автомобіля є важливим елементом, що забезпечує функціональні можливості цього спеціалізованого транспортного засобу. Серед основних вимог, що висуваються до пожежних насосів, є: технічні характеристики, тактико-технічні показники, вартість обслуговування, а також надійність роботи. Реалізація призначення аварійно-рятувального автомобіля звичайно залежить від безвідмовності роботи його спеціальних елементів. Отже, вимога надійності є однією з найважливіших вимог, що висуваються до автомобільних пожежних насосів.

Ресурс пожежного насоса аварійно-рятувального автомобіля, закладається заводом-виробником на етапі його проектування і на підставі статистичних даних насосів-аналогів. Разом з тим, для кожного конкретного насоса ресурс, зрозуміло, визначається експлуатаційними факторами.

Таким чином, залежно від умов експлуатації, пожежні насоси втрачають свій ресурс значно швидше, ніж це вважалось на етапі їх проектування. Тому важливою та актуальною науково-практичною задачею є формування обґрунтованих рекомендацій на проведення процедур з оцінки технічного стану елементів пожежного насоса, що

знаходиться в експлуатації. Слід зазначити, що прогноз залишкового погіршення технічного стану відцентрових насосів, вочевидь, призводить до погіршення показників ефективності його застосування, оскільки впливає на його експлуатаційні параметри.

Актуальність теми. Протягом останніх п'яти років в Україні зареєстровано 322029 пожеж, під час яких загинуло 13076 та травмовано 7711 осіб, зокрема у 2014 році на 68879 пожежах загинуло 2246 та травмовано 1450 осіб, а економічні втрати перевищили 7,7 млрд. грн. Понад 90 % пожеж ліквідовують водяними та водопінними вогнегасними речовинами, які подаються стволами основних пожежних автомобілів.

Ефективність пожежогасіння значною мірою обумовлена працездатністю пожежних насосів відцентрового типу, які входять до складу пожежно-технічного оснащення основних (98 % від загальної кількості в Україні) пожежних автомобілів.

Як відомо, робота відцентрових пожежних насосів супроводжується вібраційними коливаннями, що може бути використано під час їх діагностування та технічного обслуговування.

Виявлення взаємозв'язку параметрів вібраційних коливань відцентрових пожежних насосів з їхнім технічним станом є актуальною науковою задачею, розв'язання якої є науковим підґрунтям запровадження вібраційного діагностування в системі технічного обслуговування пожежних автомобілів, оснащених такими насосами для забезпечення їх працездатності та підвищення ефективності гасіння пожеж.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконувалась відповідно до Концепції Державної цільової соціальної програми забезпечення пожежної безпеки на 2012-2015 роки, схваленої розпорядженням Кабінету Міністрів України від 29.12.2010 року №2348, Державної цільової соціальної програми забезпечення пожежної безпеки на 2012-2015 роки, затвердженої постановою Кабінету Міністрів

України від 12.05.2012 року №590, під час виконання програми науково-дослідної роботи Львівського державного університету безпеки життєдіяльності на тему «Покращання ефективності використання відцентрових пожежних насосів та оцінка надійності їх роботи вібраційною діагностикою технічного стану» (№ держреєстрації 0114U001777), в якій здобувач був виконавцем.

Ідея роботи полягає у застосуванні вібраційного діагностування відцентрових пожежних насосів в системі технічного обслуговування пожежних автомобілів для підвищення ефективності їх застосування під час гасіння пожеж та проведення аварійно-рятувальних робіт, пов'язаних з їх виникненням.

Мета та задачі дослідження. Метою роботи є виявлення взаємозв'язку параметрів вібраційних коливань відцентрових пожежних насосів з їх технічним станом та технічними характеристиками, як основи їх вібраційного діагностування в системі технічного обслуговування.

Для досягнення визначеної мети необхідно розв'язати такі задачі досліджень:

– проаналізувати сучасний стан застосування пожежних автомобілів з відцентровими пожежними насосами для гасіння пожеж, методи діагностики їх технічного стану і технічного обслуговування та виявити шляхи підвищення ефективності гасіння пожеж;

– розробити математичні моделі роботи відцентрових пожежних насосів та провести моделювання їх динамічних характеристик, у тому числі за наявності внутрішніх дефектів;

– розробити методику та провести експериментальні дослідження з виявлення взаємозв'язку виду несправностей (вихід з ладу підшипників, пошкодження робочого колеса, збільшення допустимих зазорів у корпусі, перекіс вала тощо) відцентрового пожежного насоса пожежного автомобіля із параметрами його амплітудно-частотних характеристик;

- здійснити перевірку адекватності розроблених математичних моделей з експериментальними даними;

- з урахуванням отриманих результатів теоретичних та експериментальних досліджень із застосуванням алгоритму дискретного перетворення Фур'є та сучасних програмних комплексів розробити критерії ідентифікування несправностей і технічного стану відцентрових пожежних насосів пожежних автомобілів за спектральними характеристиками вібраційних сигналів;

- розробити методику визначення технічного стану відцентрового пожежного насоса за вібраційними показниками та порядок її застосування в системі технічного обслуговування пожежних автомобілів.

Об'єкт дослідження – вібраційні процеси під час роботи відцентрових пожежних насосів, які входять до пожежно-технічного оснащення пожежних автомобілів.

Предмет дослідження – взаємозв'язок параметрів вібраційних коливань відцентрових пожежних насосів пожежних автомобілів з їх технічним станом та ефективністю застосування під час гасіння пожеж і проведення аварійно-рятувальних робіт, пов'язаних з їх виникненням.

Методи дослідження. Математична статистика для аналізу пожеж та ефективності застосування пожежних автомобілів під час гасіння пожеж в Україні за останні 5 років; теорія коливань та метод скінчених елементів із використанням сучасних програмних засобів тривимірного комп'ютерного моделювання вібраційних процесів під час роботи відцентрових пожежних насосів із дефектами; інженерне планування експериментальних досліджень, а також спектральна теорія обробки сигналів.

Наукова новизна одержаних результатів полягає у встановленні взаємозв'язку параметрів вібраційних коливань відцентрових пожежних насосів з їх технічним станом та технічними характеристиками. При цьому:

– *уперше* теоретично обґрунтовано та експериментально підтверджено ефективність застосування вібраційних методів діагностування в системі визначення технічного стану та технічного обслуговування відцентрових пожежних насосів пожежних автомобілів України, що створило передумови підвищення ефективності гасіння пожеж та проведення аварійно-рятувальних робіт, пов'язаних з їх виникненням;

– *уперше* запропоновано у якості кількісних показників вібрацій за різними напрямками використовувати параметр середньоквадратичного значення віброприскорень та відношення гармонік вібрацій, отриманих за дискретного перетворення Фур'є, до середньоквадратичного значення віброприскорень у відповідному напрямі;

– *уперше* визначено діагностичні вібраційні ознаки дефектів відцентрових пожежних насосів, а саме: засмічення робочого колеса призводить до збільшення дисбалансу, що посилює вібрації, особливо у вертикальній площині; дефект типу послаблення посадки вала у підшипниковому вузлі має дві характерні ознаки: по-перше – це істотне збільшення осьової складової вібрацій порівняно з вібраціями насоса без дефектів або з іншими дефектами, а по-друге – це виникнення дрібної гармоніки, що відповідає 0,5 частоти обертання ротора. Перший з ефектів проявляється на усіх режимах роботи та супроводжується істотною зміною у просторовій формі вібрацій, так кут нахилу еліпса вертикальної проекції просторової траєкторії вектора віброприскорень змінюється з 55 до 80 градусів; суттєво пошкоджений підшипник має аналогічні прояви, що супроводжуються збільшенням осьової складової у вібраціях (проте значно менш вираженої порівняно з послабленням посадки вала), додатково до цього спектр вібрацій має характерні «підшипникові частоти», що становлять 3,5 – 3,6 кратності частоти обертання ротора;

– *удосконалено* математичні моделі, що на відміну від існуючих,

дають змогу описувати вібраційний стан відцентрових пожежних насосів під час роботи, у тому числі і для насосів, які мають внутрішні дефекти різного типу;

– *набуло подальшого розвитку* тривимірне геометричне моделювання роботи відцентрових пожежних насосів в рамках методу скінчених елементів у трьох напрямках: осьовому, вертикальному та горизонтальному.

Практичне значення одержаних результатів. Результати теоретичних та експериментальних досліджень з виявлення взаємозв'язку параметрів вібраційних коливань відцентрових пожежних насосів з їх технічним станом та технічними характеристиками покладено в основу застосування вібраційного діагностування та технічного обслуговування, передбаченого розробленою «Методикою визначення технічного стану пожежного насоса в експлуатації за вібраційними показниками», затвердженою начальником ГУ ДСНС України у Львівській області та впровадженою у його практичну діяльність, про що засвідчує акт впровадження.

Розроблені тривимірні моделі, які описують роботу відцентрових пожежних насосів, використовуються на ТОВ «ПК «ПОЖМАШИНА» для уявлення про особливості роботи окремих конструктивних деталей та визначення їх впливу на експлуатаційні параметри та надійність роботи. Отримані результати створюють передумови для удосконалення технічної документації та формування рекомендацій щодо підвищення довговічності, ресурсу та надійності експлуатації відцентрових пожежних насосів, що засвідчено актом впровадження.

Основні положення роботи також впроваджено в навчальний процес Львівського державного університету безпеки життєдіяльності та Черкаського інституту пожежної безпеки ім. Героїв Чорнобиля НУЦЗУ під час викладання дисциплін за напрямками підготовки «Пожежна безпека» та

«Цивільний захист».

Особистий внесок здобувача. Основні результати наведені в дисертаційній роботі, отримані здобувачем самостійно. Роботи [42, 115, 116] опубліковані одноосібно. В роботах у співавторстві автором:

– проведено аналіз відомих характерних дефектів, що супроводжують експлуатацію відцентрових пожежних насосів [102, 111] та теоретичні дослідження, що спрямовані на визначення закономірностей формування вібраційного стану відцентрових пожежних насосів під час їх роботи у тому числі і насосів, що мають приховані дефекти, які є характерними в експлуатації [86, 117];

– розроблено підхід до визначення технічного стану насоса, що базується на результатах вібраційної діагностики [102] та проведено теоретичні дослідження, щодо визначення впливу технічного стану насоса на його експлуатаційні характеристики та ефективність використання під час ліквідації пожеж [87, 109];

– розроблено систему контролю технічного стану відцентрових пожежних насосів в експлуатації, що базується на результатах їх вібраційної діагностики [117].

Здобувач також брав участь у комплексі експериментальних досліджень вібрацій відцентрового пожежного насоса, що встановлений на діючому аварійно-рятувальному автомобілі [68, 108, 110, 112, 118] та провів обробку отриманих сигналів, що дало змогу виявити характерні вібраційні ознаки зношення підшипників [108] та їх інших пошкоджень [68], а також послаблення посадки вала [112].

Апробація результатів дисертації. Результати роботи доповідались, обговорювались та були схвалені на: Міжнародній науковій конференції з природничих, математичних та технічних наук NaMaTech-2013 (м. Будапешт, Угорщина, 2013 р.); Міжнародній п'ятій науково-технічній конференції «Проблеми динаміки і міцності в турбомашинобудуванні» (м.

Київ, 2014 р.); Всеукраїнській науково-практичній конференції «Наукове забезпечення діяльності оперативно-рятувальних підрозділів (теорія та практика)» (м. Харків, 2014 р.); III Міжнародній науково-технічній конференції «Науково-прикладні аспекти автомобільної і транспортно-дорожньої галузей» (м. Луцьк, 2014 р.); XXII Міжнародній науково-практичній конференції «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (м. Харків, 2014 р.); 16 Всеукраїнській науково-практичній конференції рятувальників (м. Київ, 2014 р.).

Результати дисертаційної роботи також доповідалися і обговорювалися на наукових семінарах Львівського державного університету безпеки життєдіяльності (2013-2015 рр.).

Публікації. Основні результати дисертаційного дослідження опубліковано у 14 наукових працях, з яких 10 у фахових виданнях, серед яких 4 наукові праці у міжнародних фахових виданнях та 6 у спеціалізованих виданнях, що входять до переліку ДАК України, 4 тези доповідей на міжнародних та всеукраїнських конференціях.

Структура і обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається зі вступу, 5 розділів, загальних висновків, переліку використаних в роботі літературних джерел та додатків. Загальний обсяг дисертації – 172 сторінки, в тому числі основна частина – 148 сторінок. Дисертація містить 68 рисунків, 6 таблиць, 5 додатків. Список використаних літературних джерел із 119 найменувань.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ СТАТИСТИКИ ПОЖЕЖ ТА ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ПОЖЕЖНИХ АВТОМОБІЛІВ З ВІЦЕНТРОВИМИ ПОЖЕЖНИМИ НАСОСАМИ

Ефективність роботи пожежних і рятувальних підрозділів Державної служби України з надзвичайних ситуацій (ДСНС) значною мірою залежить від стану готовності пожежно-технічного озброєння. Основним тактичним підрозділом в ДСНС є відділення на пожежному автомобілі. Під час ліквідації пожежі підрозділом, базовою стратегічною дією є подача вогнегасної рідини до осередку загорання. При цьому використовується насосна установка, що входить до технічного оснащення відповідного спеціалізованого автомобіля [1-3].

Сучасні пожежні установки – це відносно складний комплекс вузлів і агрегатів. Вони включають основний і декілька допоміжних насосів, системи приводу, управління і контролю, різноманітне обладнання для транспортування та подачі вогнегасних рідин. Весь комплекс відповідного обладнання розташований на пожежному автомобілі та складається із трьох основних груп [1-12]:

- пожежний насос – це пристрій для подачі вогнегасної рідини в осередок пожежі, що складається з робочого колеса, корпусу із вихідним патрубком (дифузором). До насоса, як до пожежно-технічного обладнання, відносять й інші комунікації, що забезпечують його роботу;

- насосний агрегат – під цим терміном розуміють сукупність двигуна, додаткової трансмісії та насоса. Сюди ж повинні бути включенні всі допоміжні системи, що забезпечують роботу агрегата;

- насосна установка – сукупність насосного агрегата й обладнання для подачі і транспортування вогнегасних рідин.

Більшість насосних установок створюються на основі відцентрових насосів. Конструктивні та експлуатаційні показники якого багато в чому визначають надійність і ефективність засобів і обладнання, що використовується при ліквідації пожежі.

1.1. Аналіз статистики пожеж та ефективності застосування пожежних автомобілів, обладнаних відцентровими насосами

Протягом останніх п'яти років в Україні зареєстровано 322029 пожеж, під час яких загинуло 13076 та травмовано 7711 осіб, зокрема у 2014 році на 68879 пожежах загинуло 2246 та травмовано 1450 осіб, а економічні втрати перевищили 7,7 млрд. грн. Понад 90 % пожеж ліквідовують водяними та водопінними вогнегасними речовинами, які подаються стволами основних пожежних автомобілів.

Ефективність пожежогасіння значною мірою обумовлена працездатністю пожежних насосів відцентрового типу, які входять до складу пожежно-технічного оснащення основних (98 % від загальної кількості в Україні) пожежних автомобілів.

Відцентрові насоси набули широкого застосування у пожежно-рятувальній техніці завдяки наявності ряду переваг [1-3, 5-7]: рівномірність подачі вогнегасних засобів (без пульсацій); здатністю працювати «на себе», тобто при перекритті пожежного ствола, засміченні або заломі пожежного рукава в системі подачі води не відбувається надмірне підвищення тиску; простотою управління й обслуговування в експлуатації на пожежах. Для пожежних автомобілів важливо, що відцентрові насоси не потребують складного приводу від двигуна, їх габарити і маса відносно невеликі.

Як найбільший недолік можна відмітити неможливість самостійного засмоктування вогнегасної рідини (тобто насос працює тільки після

попереднього заповнення всмоктувальної лінії). Але цей недолік компенсують пристроями, що дозволяють з цистерни заповнювати всмоктувальні порожнини насоса. Зазначені допоміжні системи працюють короткочасно, тільки при включенні відцентрового насоса в роботу.

Особливості експлуатації звичайно відбиваються на показниках надійності і ефективності роботи обладнання протягом усього часу його використання.

Важливе значення серед експлуатаційних показників насосів має вид рідин, що перекачуються ними, які в загальному випадку характеризуються: хімічними властивостями, густиною, температурою, в'язкістю, концентрацією зважених часток, вмістом газу і пружністю насиченої пари.

Характерною хімічною властивістю рідини є водневий показник рН. Число рН служить кількісною характеристикою кислотності розчинів, яка істотно впливає на швидкість електрохімічної корозії елементів насоса. При температурі рідини + 22°C $pH = 7$ – для нейтральних розчинів, $pH < 7$ – для кислих і $pH > 7$ – для лужних розчинів. Число рН піноутворювачів ПО-1 і ПО-6 змінюється в межах від 7 до 9. Отже, водний розчин піноутворювача є хімічно активним середовищем і має підвищену корозійну здатність. Досвід експлуатації пожежних насосів показує, що нехтування цим чинником при виборі матеріалів проточної порожнини насосів є причиною підвищеної корозії робочих органів. Останнє призводить у ряді випадків до втрати працездатності насосів.

Переважає більшість пожежних автомобілів, що обладнані насосними установками, призначені для [10-12] експлуатації в зонах з помірним кліматом при температурі повітря від -35° до +35 °С. Це означає, що верхня межа температури води при роботі пожежного автомобіля з відкритого вододжерела не повинна перевищувати +30 °С. При такій температурі густина, в'язкість, вміст газу і пружність насиченої пари

мають практично постійні значення і їх впливом на характеристики насосів можна знехтувати.

Відповідно до вимог [8, 10, 13] насоси пожежних автомобілів повинні забезпечувати стійку і надійну роботу при подачі води з вмістом в ній 0,5 % завислих часток за масою. На пожежні мотопомпи встановлюють величину концентрації зважених часток – 5%. Досвід експлуатації показує, що наявність суспензії з концентрацією більше 2 % за масою впливає не лише на надійність, але і на показники функціонування.

Окрім показників рідини, що перекачується насосом, важливими експлуатаційними характеристиками є режими на яких працює насос. Так, для відцентрових насосів загальнопромислового застосування як оптимальний приймають режим роботи з максимальним коефіцієнтом корисної дії, оскільки останній характеризується не лише найбільшою економічністю, але і найбільшою надійністю (довговічністю), найменшим зносом і руйнуванням проточної порожнини. Цей факт знаходить своє віддзеркалення в стандартах на відцентрові насоси. Вказані в них оптимальні параметри одночасно є і номінальними параметрами.

В умовах, експлуатації показники якості пожежних насосів, визначені на номінальному режимі, не реалізуються.

Робота пожежних насосів в умовах експлуатації з подачами, що знаходяться за межами області номінальних (оптимальних) подач, а також із зменшеною або збільшеною частотою обертання, в періоди пуску і зупинки, здатна призвести до їх відмов і втрати працездатності згодом під час нормальної експлуатації або у аварійній обстановці.

1.2. Аналіз конструкцій та технічних характеристик відцентрових пожежних насосів як пожежно-технічного оснащення пожежних автомобілів

На озброєнні підрозділів ДСНС України використовуються

відцентрові пожежні насоси таких марок [3, 7]: ПН-40УА (ПН-40 УВ, ПН-40УВ-01), ПН-60 (ПН-40УВ-02), ПН-110, НЦ-60/125, НЦ-60/125А, НЦПН-40/100В1Т, НЦПН-70/100М, НЦПН-100/100М, НЦПВ-20/200, НЦПВ-4/400РТ, НЦПК-40/100-4/400. Кожен із цих насосів знаходить своє раціональне застосування (залежно від призначення) і має свої переваги і недоліки.

До найбільш поширених можна віднести уніфіковані пожежні насоси ПН-40У та їх сучасні модифікації ПН-40УА та ПН-40УВ [3, 7, 9].

Насос ПН-40УА (рис. 1.1) є придатним для застосування на більшості пожежних автомобілів із заднім або середнім розташуванням на шасі.



Рисунок 1.1 – Зовнішній вигляд насоса ПН-40УА (ПН-40 УВ)

Він призначений для подачі води або водних розчинів піноутворювача при гасінні пожеж. Застосовується у складі пожежного автомобіля. Насос складається [7, 9] з корпусу напірного колектора, пінозмішувача (марка ПС – 5) та двох засувок корпусу, кришки, вала, робочого колеса, підшипників, ущільнювального стакана, черв'ячного

привода, тахометра, манжетів, муфти фланця, гвинта, пластичної набивки, шланга.

Відведення рідини від колеса відбувається по спіральній однозавитковій камері, що закінчується дифузором. Робоче колесо із зовнішнім діаметром 360 мм насаджене на вал діаметром 38 мм у місці посадки.

На дифузорі корпусу насоса розташований колектор (з алюмінієвого сплаву АЛ-9), до якого прикріплений пінозмішувач і дві засувки.

Робоче колесо закріплене на валу двома шпонками, стопорною шайбою і гайкою. Кріплення кришки до корпусу насоса здійснено шпильками і гайками, а для забезпечення герметичності з'єднання – встановлене гумове кільце. Щілинні ущільнення (переднє і заднє) між робочим колесом і корпусом насоса виконані у вигляді кілець ущільнювачів з бронзи на робочому колесі (за допомогою напресування) і чавунних кілець в корпусі насоса.

Порожнина в корпусі насоса між сальниковим стаканом і сальником муфти фланця служить масляною ванною для змащення підшипників і приводу тахометра. Місткість масляної ванни – 0,5 л.

Для роботи від відкритого вододжерела на всмоктувальний патрубок насоса нагвинчується водозбірник з двома патрубками для всмоктувальних рукавів діаметром 125 мм.

Конструкція насоса ПН-40У(А)В є однією із найбільш вдалих та була використана у якості прототипу для багатьох інших більш спеціалізованих відцентрових насосів. Це насоси ПН-60, ПН-110, НЦПН-40/100В1Т, НЦПН-100/100М, НЦПВ-20/200, НЦПВ-4/400.

Основні робочі органи насосів ПН-60 (ПН-40УВ-02) та ПН-110 геометрично подібні до насоса ПН-40У. Їх корпус, кришка і робоче колесо відлиті з чавуну. Насоси НЦПН-40/100В1Т та НЦПН-100/100М є аналогами насоса ПН-40УВ, оснащені вакуумною системою типу АВС-01Е

та системою подачі й дозування піноутворювача (рис. 1.2). Ці насоси мають лише деякі конструктивні відмінності. Силкові деталі виготовлені з інших матеріалів (поширеним є чавун СЧ 24-44). Вони мають більші габаритні розміри. Призначені для подачі води і водних розчинів піноутворювачів з густиною до 1010 кг/м^3 і масовою концентрацією твердих частинок до 0,5% при їх максимальному розмірі 6 мм.

Насоси НЦПВ-20/200 та НЦПВ-4/400РТ призначені для подачі води та водних розчинів піноутворювача з масовою концентрацією твердих частинок до 0,5% і розміром до 3 мм. Вони застосовуються для комплектації спеціальних пожежних автомобілів, призначених для гасіння пожеж у будівлях підвищеної поверховості. Номінальна подача, 4 л/с, що не задовольняє вимогам основного пожежного автомобіля.



а



б

Рисунок 1.2 – Зовнішній вигляд насосів:
НЦПН-40/100В1Т (*а*) та НЦПН-100/100М (*б*)

До часто застосовуваних насосів у роботі пожежно-рятувальних підрозділів ДСНС України слід віднести горизонтальний, консольний відцентровий одноступінчатий насос з манжетним ущільненням вала НЦ-60/125 (помпа), який призначений для перекачування чистої води з

температурою від 4 до 90°C без абразивних включень (крім морської). Допускається присутність завислих часток об'ємною концентрацією 0,1%, розміром не більше 0,2 мм. Цей насос в порівнянні з насосом ПН-40 має набагато меншу подачу вогнегасних речовин, що в свою чергу призводить до обмеження кількості використання пожежних стволів при гасінні пожежі.

Таким чином, огляд вище згаданих марок відцентрових пожежних насосів, які є найбільш поширеними у застосуванні на практиці, в даній роботі приділено найбільшу увагу насосам, які безпосередньо застосовуються на основних пожежних автомобілях, тому що від їхньої комплектації і обладнання буде залежати швидкість і ефективність гасіння пожежі.

Основна робоча частина зазначених насосів є подібною або створена на основі насоса ПН-40У (його модифікацій). Крім того, на озброєнні підрозділів ДСНС України до сьогодні стоїть велика кількість насосів ПН-40УВ та ПН-40УА. Отже цей тип насоса потребує своєчасного обслуговування і діагностування, щоб уникнути можливості його відмови та подовжити термін експлуатації.

1.3. Чинники впливу на працездатність відцентрових пожежних насосів та ефективність пожежних автомобілів під час гасіння пожеж та проведення аварійно-рятувальних робіт

Питанням надійності машинобудівних конструкцій багато уваги приділялось такими відомими вченими, як Болотін В.В., Грінченко О.С., Жовдак В.О., Канарчук В.Є., Светліцкій В.О., Переверзев Є.С., окремо слід відмітити роботи Гуліди Е.М., Мовчана І.О., Яковенко Ю.Ф., які розглядали вплив надійності пожежного обладнання на показники ефективності застосування зазначеної техніки під час ліквідації пожежі. В

основу надійності покладено поняття «відмови» [14-22]. Величинами, що характеризують відмову агрегату як випадкову подію, являються напрацювання «повністю» (між відмовами), тобто число відмов, що виникли за фіксований проміжок часу. Як основний показник безвідмовності агрегату прийнята ймовірність безвідмовної роботи, що представляє вірогідність того, що в межах заданого напрацювання відмов агрегату не виникає. Протилежною характеристикою є ймовірність відмови, доповнюючи перший показник до повної групи подій. До надійності як до комплексної характеристики можна віднести ремонтпридатність агрегату, яка полягає у здатності до запобігання, виявлення і усунення причин відмов шляхом його технічного обслуговування і ремонтів. Показники ремонтпридатності агрегатів є характеристиками часу відновлення працездатного стану. До них відноситься середній час відновлення, питомі трудовитрати на відновлення працездатності агрегату в цілому, коефіцієнт трудомісткості відновлення окремих вузлів. Сюди також доцільно віднести питому сумарну вартість їх ремонтів і технічного обслуговування. Проте їх використання утруднюється значною різницею вартості ремонтів на підприємствах (особливо різних галузей) і, зокрема, вартості запасних частин.

Прийнято вважати, що працездатність відцентрового пожежного насоса порушена при виході хоч би одного заданого параметра (подача, тиск, стан робочих поверхонь та ін.) за допустимі межі, встановлені нормативно-технічною документацією.

Порушення працездатності, тобто відмова, виражається у вигляді прямих і непрямих ознак, що супроводжують роботу відцентрових пожежних насосів. До прямих ознак можна віднести сильний знос поверхонь, що труться, механічні руйнування деталей, що труться, і т. ін. Прикладами непрямих ознак можуть бути невластивий шум при роботі

агрегату, його підвищена вібрація. Непрямі ознаки відмов найчастіше є наслідком різних несправностей.

Причини відмови пожежних насосів діляться на три основних групи [23] (рис.1.3):

- 1) конструктивні;
- 2) експлуатаційні;
- 3) виробничі та інші.



Рисунок 1.3 – Причини відмови відцентрових пожежних насосів

Характерні несправності відцентрових пожежних насосів які призводять до відмов, наведені в таблиці 1.1. Завдяки проведеному аналізу статистики відмов пожежних насосів у ДСНС за 2000-2010 роки видно, що залежно від причини виникнення несправності можна виділити чотири основні види несправностей:

Таблиця 1.1 – Характерні несправності відцентрових пожежних насосів, що приводять до відмов

Несправність	Причина виникнення несправності
Не забезпечується паспортна подача і напір	<ul style="list-style-type: none"> – збільшення зазору в ущільненні проточної частини; – значний знос робочого колеса насоса; – забруднення робочого колеса насоса; – поява кавітаційного режиму.
Вібрація насоса	<ul style="list-style-type: none"> – розцентровка з'єднань приводу трансмісії і насоса; – поломка з'єднувальної муфти; – порушення балансування робочого колеса (забруднення робочого колеса); – послаблення затяжки болтів кріплень до рами автомобіля; – значний знос підшипників; – поява кавітаційного режиму; – зачіпання робочого колеса за корпус насоса.
Підвищення температури елементів насоса	<ul style="list-style-type: none"> – сальникова набивка прийшла в непридатність; – механічні дефекти підшипників (поломка сепараторів, знос кульок, забоїни); – неправильне встановлення підшипників в опорі (перекіс); – провертання підшипника на валу або в опорі; – порушення зазору в підшипниках; – недостача мастила чи воно прийшло в непридатність.

- 1) Не забезпечується паспортна подача і напір (21%).
- 2) Вібрація насоса (33%).
- 3) Підвищення температури елементів насоса (39%).
- 4) Інші – 7%.

Переглянувши ці види несправностей і причини їх виникнення можна стверджувати що всі вони будуть призводити до збільшення вібрації або шуму насоса. Тобто більша кількість несправностей, що поступово призводить до відмов, характеризується збільшенням амплітуди вібрації та шуму.

Експлуатація пожежного автомобіля та його обладнання нерозривно пов'язана з підтримкою його технічного стану шляхом проведення робіт, які можна розділити на технічне обслуговування та ремонт [24-28].

Технічне обслуговування (ТО) – це комплекс профілактичних заходів, які проводяться з метою підтримки пожежних насосів в бойовій готовності. ТО має забезпечувати постійну технічну готовність насосів до використання, їх надійну роботу упродовж заданого терміну служби; усунення причин, які призводять до швидкого зносу деталей – і як наслідок виникнення відмов і несправностей. ТО включає в себе: чистку насоса; перевірку укомплектованості, кріплення і стан агрегатів і систем, їх діагностування і регулювання.

Ремонт – це комплекс операцій з відновлення працездатного стану пожежного насоса і забезпечення його безвідмовної роботи. Ремонт в загальному вигляді включає такі операції: розбирання, регулювання, слюсарні, кувальні, зварювальні, малярні, збиральні та інші роботи в різних співвідношеннях.

Принципи проведення технічного обслуговування і ремонту визначаються системою технічного обслуговування, що являє сукупність засобів нормативно-технічної документації і виконавців, необхідних для підтримання працездатного стану пожежного насоса. Основою технічної

політики в області експлуатації спеціальних засобів пожежної охорони є планово-попереджувальна система, метою якої є забезпечення справного стану при мінімальних матеріальних і трудових затратах. Організація і проведення технічного обслуговування і ремонту регламентована відповідно до норм.

Оскільки в основу системи технічного обслуговування закладений планово-попереджувальний принцип, то є два принципових підходи (стратегії) при проведенні технічних впливів:

- планово-профілактичне (попереджувальне) обслуговування (ремонт), що проводиться через певний проміжок часу чи напрацювання;
- плановий контроль технічного стану механізмів і систем автомобіля та обслуговування (ремонт) залежно від його стану.

Практика роботи загонів (частин) технічної служби показала, що застосування першого підходу в системі технічного обслуговування і ремонту пожежного автомобіля пов'язане з проведенням значної кількості ремонтів агрегатів і систем, що не виправдовується при їх розбиранні, тобто вони були передчасними, що збільшує витрати (матеріальні і трудові).

При другому підході забезпечується більш повне використання технічного ресурсу агрегатів і машин, отже знижується розхід запасних частин і матеріалів на ремонтні та експлуатаційні потреби. Тому другий принцип обслуговування викликаний більш впливовим як з позиції забезпечення експлуатаційної надійності так і з економічної доцільності оскільки стосується зменшення витрат на експлуатацію техніки. Він прийнятий в якості базового в системі технічного обслуговування та ремонту пожежного автомобіля.

Технічний стан спеціальних агрегатів перевіряють згідно з переліком робіт з технічного обслуговування пожежних автомобілів [29]. За

періодичністю, переліком та трудомісткістю робіт розділяють такі види ТО:

- контрольний (зовнішній) огляд;
- щоденне технічне обслуговування;
- технічне обслуговування на пожежі;
- технічне обслуговування при поверненні з пожежі;
- сезонне технічне обслуговування;
- технічне обслуговування №1 (ТО-1);
- технічне обслуговування №2 (ТО-2).

Зовнішній огляд проводиться у підрозділі під час зміни караулів (змін) водієм, що заступає на чергування під керівництвом командира відділення. При зовнішньому огляді відцентрового пожежного насоса візуально перевіряють стан: сполучних елементів трубопроводів вакуумної системи і водяних комунікацій; ущільнюючих елементів вентилів, засувок, кранів; елементів кріплення агрегатів і приладів (тахометра, манометра, вакуумметрів тощо); цистерни і пінобака.

У разі виявлення дефектів або несправностей, які можуть вплинути на достовірність наступних випробувань, їх негайно усувають (або враховують).

Щоденне технічне обслуговування призначене для здійснення контролю, спрямованого на підтримку його зовнішнього вигляду, оцінку технічного стану спеціальних агрегатів і пожежно-технічного обладнання, заправку паливом, мастилом і охолоджуючою рідиною. Щоденне технічне обслуговування проводиться в пожежних частинах при зміні караулів водієм, що заступає і особовим складом бойового розрахунку під керівництвом командира відділення [30].

Технічне обслуговування на пожежі (навчанні) потрібне для забезпечення безвідмовної роботи двигуна та пожежного обладнання при виконанні робіт із гасіння пожежі. Особливому контролю підлягає: режим

роботи двигуна, основна та додаткова системи охолодження, частота обертання вала насоса та інше. При роботі пожежного насоса необхідно через кожну годину змазувати підшипники і сальники поворотом на 2-4 оберти кришок ковпачкових маслянок при відкритих вентилях напірних патрубків.

Технічне обслуговування при поверненні з пожежі (навчання) в пожежну частину призначене для відновлення працездатності пожежного насоса після проведених робіт, підготовки його до виконання наступних оперативних завдань. ТО проводиться водієм та особовим складом караулу під керівництвом командира відділення, згідно з переліком основних робіт, а саме: перевірка відсутності підтікання води та піноутворювача в насосній установці; перевірка справності та очистка пожежного насоса; заправка маслом та мастилом (за необхідності).

Сезонне технічне обслуговування – проводиться двічі на рік і полягає у підготовці ТЗ до експлуатації в холодну чи теплу пори року. Сезонне ТО, як правило, поєднується (суміщається) з черговим ТО.

Технічне обслуговування №1 (ТО-1) – проводиться, враховуючи конструктивні особливості агрегату, з доповненням частини робіт, передбачених інструкцією з експлуатації. Періодичність проведення ТО-1 не повинна перевищувати частоту в один раз на місяць (або на 1000 км пробігу для транспортного засобу на якому встановлений агрегат).

ТО-1 організовує начальник частини або його заступник. Воно проводиться на посту ТО підрозділу водіями та особовим складом відділення. Для спеціального агрегату основних пожежних автомобілів, а саме пожежного насоса, виконуються такі роботи:

- виконати повний об'єм робіт щоденного технічного огляду;
- перевірити стан кріплення цистерни, пінобака, коробки відбору потужності та пожежного насоса;

- перевірити стан кріплення деталей системи охолодження та обігріву;
- перевірити справність приводу із насосного відсіку вакуумного апарата і дросельної заслонки;
- перевірити стан кріплення шарнірів карданних валів трансмісії;
- змастити всі вузли, агрегати і механізми, відповідно до норм;
- перевірити роботу вакуумного затвору, стану пружин, клапанів і їх посадочних місць;
- перевірити справність вентилів, патрубків, кранів, мановакуумметрів, тахометра, лічильника напрацювання мотогодин пожежного насоса, надійність кріплення робочого колеса на валу насоса;
- перевірити відсутність сторонніх предметів в порожнині насоса, стан переднього підшипника і черв'ячної пари приводу тахометра;
- перевірити працездатність вакуумної системи за величиною, якої досягає розрідження у насосі за нормативний час, і герметичність насоса падінням розрідження за одиницю часу.

Технічне обслуговування №2 (ТО-2) – проводиться в об'ємі ТО-1 та додатково проводяться діагностичні операції (наприклад, перевірка люфта робочого колеса на валу пожежного насоса). На підставі висновків діагностики приймається рішення щодо необхідності виконання ремонтних робіт або визначається час до наступного планового діагностування чи ремонту.

ТО-2 суміщається або з ТО-1, або із сезонним ТО, періодичність не повинна перевищувати для елементів транспортних засобів стройової групи одного разу на рік (або через пробіг у 7000 км).

Згідно з призначенням, характером і об'ємом робіт, що виконуються, ремонт пожежного обладнання розділяється на поточний та капітальний.

Поточний ремонт агрегату полягає [24-27, 31] в частковому розбиранні, заміні або ремонті окремих зношених і пошкоджених

механізмів, деталей (окрім базових) і проведенні необхідних регулювальних, кріпильних та інших робіт. Ремонтні роботи виконуються як за потреби, після виявлення відмови або несправності, так і в плановому порядку, запобігаючи аварійним відмовам (попереджувальний ремонт). Попереджувальний ремонт повинен підлягати системі забезпечення виконання ним основних функцій при бойовій роботі. Ремонт пов'язаний з розбиранням або заміною агрегатів та вузлів повинен бути виконаний, як правило, за результатами попереднього діагностування. Поточний ремонт повинен забезпечити безвідмовну роботу відремонтованих агрегатів, вузлів і деталей до наступного технічного обслуговування (ТО-2).

Для скорочення тривалості простою пожежного автомобіля поточний ремонт рекомендовано виконувати агрегатним методом, при якому несправні вузли та агрегати замінюють на справні, що беруться з оборотного фонду.

Капітальний ремонт полягає в повному розбиранні [31], заміні або капітальному ремонті його більшості механізмів, пристроїв та зношених деталей, збиранню та випробуванню насоса, згідно з технічними умовами на виробництво (здійснення капітального ремонту). Капітальний ремонт призначається в тому випадку, якщо:

- базова та основні деталі потребують капітального ремонту з повним розбиранням агрегату:
- працездатність агрегату не може бути відновлена при поточному ремонті або його відновлення економічно не доцільне.

Специфічні умови експлуатації пожежних автомобілів приводять до підвищення швидкості зношення їх агрегатів і систем, внаслідок чого фактичний ресурс значно менший ніж у базового шасі в умовах автотранспортного підприємства загального використання. Норми пробігу пожежного автомобіля до капітального ремонту для III – категорії умов експлуатації для помірних кліматичних районів. Для пожежних насосів

[32] які були вироблені до 1990 року норма пробігу до капітального ремонту становить 750 годин, а після 1990 року – 1130 годин.

Оцінка технічного стану відцентрових пожежних насосів є важливою складовою в системі підтримки готовності спеціалізованого обладнання підрозділів ДСНС України, що працює на аварійно-рятувальному автомобілі, а також в системі розрахунку тактичних дій під час планування ліквідації пожеж або інших надзвичайних ситуацій [33-36].

Розрахунок сил та засобів, що необхідні для гасіння пожежі із заданими характеристиками, є важливою частиною планування тактичних дій спецпідрозділів ДСНС [33-36]. Основною метою відповідних розрахунків є отримання необхідних даних для правильної оцінки ситуації на пожежі та формування обґрунтованого рішення на планування оперативних дій підрозділів. Такі розрахунки необхідні при розробці оперативних документів та для успішної підготовки об'єктів до гасіння можливих пожеж. Інформацією для розрахунків є показники розвитку пожежі, оцінки необхідних об'ємів та типів протипожежних засобів, а також технічні характеристики протипожежного обладнання.

Одним з основних елементів є пожежний відцентровий насос. Погіршення технічного стану відцентрових насосів, що встановлені на пожежному автомобілі, призводить до втрати їх тактико-технічних характеристик. Так невеликі пошкодження підшипникового вузла, що призводять до підвищення вібрацій насоса, супроводжуються втратою до 25% напору, який він має виробляти [37-40]. Аналогічно часткове пошкодження або засмічення робочого колеса призводить до втрати тиску та напору насоса на понад 30%. Відповідні зміни мають бути враховані під час оцінки тактичних дій підрозділів ДСНС України, а визначення подальшого погіршення технічного стану насоса має бути рекомендацією до позапланового ремонту.

Основною характеристикою відцентрових насосів є залежність напору насоса від розходу рідини, що він реалізує. Початкове значення цієї характеристики відповідає нульовій подачі, тобто при роботі з зачиненою заслінкою на напірному трубопроводі. За такого режиму в насосі розвивається найбільший тиск (напір), а уся потужність йде на компенсацію дисипації енергії та нагрівання рідини. Режим «нагрівання» є найбільш навантаженим режимом тривала робота на якому є не бажаною. Основна характеристика відцентрових насосів визначається конструкцією насоса та може бути визначена експериментальним шляхом.

Найбільш розповсюдженим пожежним насосом, що безпосередньо використовується підрозділами ДСНС під час ліквідації пожеж є відцентровий насос ПН-40УВ(А).

Під час ліквідації пожеж в залежності від характеристик приміщень та матеріалів, що зберігаються або використані у оздобленні цих приміщень необхідна різна кількість та швидкість подачі вогнегасних речовин в осередок пожежі, що дозволить локалізувати та ліквідувати загорання. Комплексним показником, який характеризує зазначені потреби у подачі води на пожежу, є параметр інтенсивності подачі вогнегасних речовин (води).

В нормативно-довідковій літературі [33-36] представлені рекомендовані значення потрібної інтенсивності подачі вогнегасної рідини в осередок пожежі для різних типів речовин, що зберігаються, або типів приміщень, де виникла пожежа.

Окремим цікавим з практичної точки зору є питання ефективності застосування відцентрових пожежних насосів при ліквідації пожеж у промислових чи складських приміщеннях. Пожежі на таких об'єктах характеризуються наявністю великих відкритих площ, необхідністю у високій інтенсивності подачі вогнегасних речовин та горизонтальної схеми рукавної системи. Поверховість таких приміщень є низькою (відповідні

споруди зазвичай 1-поверхові, інколи 2-поверхові) і тому втратою напору на підняття ствола відносно насоса можна знехтувати. Площа гасіння формується радіусом компактного струменя. Фактично, площа є тим більшою, чим більший вільний напір із пожежного ствола створює насос.

Додатково слід відмітити, що пожежі на складських або промислових об'єктах мають високу пожежонавантаженість, а отже потребують високої інтенсивності подачі вогнегасних речовин. Реалізація відповідних значень інтенсивності подачі залежить від розходу насоса та площі, на яку активно подається вода, тобто від напору на стволі.

За час експлуатації відцентрові пожежні насоси накопичують незначні експлуатаційні дефекти, які поступово погіршують їх технічний стан і в решті-решт призводять до відмови (виходу з ладу). Серед характерних експлуатаційних дефектів є пошкодження або засмічення робочого колеса насоса, знос підшипників, послаблення або пошкодження кріплень насоса.

Погіршення технічного стану насоса, вочевидь, супроводжується погіршенням його характеристик. В літературі [41] наводяться певні кількісні показники відповідних процесів. Отже, показано, що часткове засмічення патрубку (що еквівалентне засміченню робочого колеса) призводить до 30% втрати напору, а технічне зношення елементів супроводжується 25% втратою. Зазначені пошкодження не є тотальними і насос із такими дефектами формально продовжує працювати, більше того експертні оцінки дають можливість прогнозувати, що відповідні дефекти становлять близько 30% від можливого погіршення технічного стану, яке призведе до остаточного виходу насоса з ладу.

1.4. Аналіз систем діагностування та технічного обслуговування відцентрових пожежних насосів пожежних автомобілів

На сьогодні на озброєнні ДСНС знаходиться більше 4 тис. одиниць

пожежної техніки. З них понад 65 % – це автоцистерни, які експлуатуються більше 20 років. Встановлені на них відцентрові насоси вже майже вичерпали свій проектний ресурс. Зазначена ситуація призводить до того, що існує висока ймовірність наявності в відцентрових насосах прихованих дефектів, які здатні привести до виходу з ладу насосів та в такий спосіб знизити ефективність роботи підрозділів під час оперативних дій з ліквідації надзвичайної ситуації.

Відмічені особливості підтверджуються статистичними даними щодо виїздів підрозділів ДСНС. Так, у 20 % випадків було зафіксовано випадки виходу з ладу пожежно-технічного обладнання різного характеру та складності. Серед них майже 75 % – це технічні проблеми із насосною установкою, де майже половина – проблеми безпосередньо пов'язані із відцентровим пожежним насосом. Слід зазначити, що час усунення деяких несправностей може бути реалізовано заміною та відбувається майже миттєво, а отже істотно не впливає на ефективність діяльності підрозділів під час ліквідації пожежі. З іншого боку, усунення несправностей, що пов'язані безпосередньо із роботою насоса, становить від 2 до 5 годин і, як правило, потребує спеціального обладнання. Така ситуація здатна істотно впливати на час ліквідації надзвичайної ситуації [42].

Крім того, деякі дефекти здатні проявлятися негативним чином на тактико-технічних показниках роботи насоса (наприклад, зменшувати напір, розхід), що також негативно відбивається на ефективності його роботи.

Отже важливою проблемою є своєчасне визначення технічного стану відцентрових пожежних насосів, що дозволить проводити оцінку його залишкового ресурсу, надійності, визначати наявність пошкоджень та ступінь їх впливу на тактико-технічні характеристики насоса та ефективність його застосування.

Питаннями технічної діагностики елементів машин займалися такі вчені як Біргер І.А., Говорущенко Ю.А., Канарчук В.С., Ключев В.В., Мігаль В.Д., Русов В.А. та інші. Серед методів діагностики найбільш поширеними є електромагнітні, теплові (термодинамічні) та віброакустичні.

Принцип електромагнітних методів контролю полягає у виявленні магнітних полів розсіювання в місцях порушення суцільності в намагнічених виробах з феромагнітних матеріалів [43-45]. Методи магнітної дефектоскопії базуються на фіксації магнітних збуджень, що обумовлені наявністю дефектів. Вони призначені для виявлення порушень суцільності деталей (насосно-компресорних труб, штанг насосного устаткування і так далі) в стаціонарних умовах.

Залежно від технології дослідження, робочого середовища і типу струму, використовуваного для намагнічення виробу, що перевіряється, застосовують декілька методів дефектоскопії: за допомогою магнітного порошку; з застосуванням флуоресціюючої суспензії; використанням залишкової намагніченості. Поле розсіювання навколо дефектів визначають за допомогою електронних приладів або візуально.

В цілому, застосування електромагнітних методів для діагностування відцентрових насосів не є раціональним, оскільки ці методи більше спрямовані на визначення порушень суцільності деталей, нещільності матеріалів, контролю електричних параметрів електроприводів, виявлення електропровідних об'єктів.

У теплових методах контролю [43, 44, 46, 47] в основі лежить вимірювання температури в різних частинах досліджуваного об'єкта, – як стаціонарного розподілу, так і динамічних змін. І те, і інше є функцією фізичних або щільнісних властивостей (дефектів і тому подібне) об'єкта. Температурне поле може встановлюватися або в результаті технологічного

режиму роботи об'єктів (устаткування), – пасивний контроль, або в результаті дослідницького нагрівання, – активний.

Теплові методи представлені вельми широким рядом конкретних реалізацій: вібротепловізійний (знімання теплових полів розсіювання на дефектах деталей, що знаходяться у вібраційному механічному полі), радіотепловізійний (вимірювання теплового потоку в короткохвильовій не інфрачервоній частині спектра), вихроструменевий (локальне розігрівання вихроструменевим нагрівачем), тепла томографія (пошарове сканування) та інші.

В цілому, треба визнати, що теплові методи контролю орієнтовані на дослідження тільки об'ємних (масових) властивостей об'єктів і локалізації закономірних їх змін. За допомогою вимірювання локального розігрівання корпусу насоса можливе встановлення ступеня справності підшипникового вузла.

У практиці діагностики машин і агрегатів найбільшого поширення набули вібраційні методи [48-67], а саме, методи контактного вимірювання параметрів коливань деяких вибраних точок на їх поверхнях. Ці параметри є, загалом, функціями технічного стану машин.

Акустичні методи неруйнівного контролю використовують фундаментальні і емпіричні залежності характеру проходження (розсіяння, заломлення, загасання і тому подібне) пружних хвиль в діапазоні звукових і ультразвукових коливань (50 Гц ... 50 МГц) від «суцільних» характеристик досліджуваних об'єктів. Досліджуються поздовжні, поперечні і поверхневі хвилі, що порушуються штучними випромінювачами (гармонічні випромінювачі, удари) в тілі об'єктів або в результаті статичного навантаження (акустична емісія).

Вібраційна діагностика заснована на аналізі періодичних коливальних процесів в контрольованих об'єктах. За даними результатів вивчення властивостей вібраційних процесів, що відбуваються в

досліджуваному об'єкті можна зробити висновок про його стан, оскільки при появі дефекту змінюється структура вібросигналу, тобто змінюється співвідношення між його компонентами, або з'являються нові. Наприклад, за порядком гармонік вібрації в механізмах можна ідентифікувати джерела вібрацій: амплітуди цих гармонік характеризують розподіл енергії, пов'язаний із станом об'єкта.

Вібродіагностика широко використовується для оцінки стану роторного устаткування – турбоагрегатів, відцентрових насосів і компресорів, зубчатих передач, двигунів внутрішнього згорання тощо.

В цілому, можна відзначити, що вібраційні методи є основою діагностики працюючого устаткування. Отже, застосування віброакустичних методів, а саме вібраційних методів для діагностування відцентрових насосів є раціональним методом контролю оскільки можна зробити висновок про його стан на даний момент і прогнозувати його через деякий час при урахуванні дії вібрації.

1.5. Ідея роботи, мета і задачі дослідження

Як відомо, робота відцентрових пожежних насосів супроводжується вібраційними коливаннями, що може бути використано під час їх діагностування та технічного обслуговування.

Виявлення взаємозв'язку параметрів вібраційних коливань відцентрових пожежних насосів з їхнім технічним станом є актуальною науковою задачею, розв'язання якої є науковим підґрунтям запровадження вібраційного діагностування в системі технічного обслуговування пожежних автомобілів, оснащених такими насосами для забезпечення їх працездатності та підвищення ефективності гасіння пожеж.

Ідея роботи полягає у застосуванні вібраційного діагностування відцентрових пожежних насосів в системі технічного обслуговування

пожежних автомобілів для підвищення ефективності їх застосування під час гасіння пожеж та проведення аварійно-рятувальних робіт, пов'язаних з їх виникненням.

Метою роботи є виявлення взаємозв'язку параметрів вібраційних коливань відцентрових пожежних насосів з їх технічним станом та технічними характеристиками, як основи їх вібраційного діагностування в системі технічного обслуговування.

Для досягнення визначеної мети необхідно розв'язати такі задачі досліджень:

- проаналізувати сучасний стан застосування пожежних автомобілів з відцентровими пожежними насосами для гасіння пожеж, методи діагностики їх технічного стану і технічного обслуговування та виявити шляхи підвищення ефективності гасіння пожеж;

- розробити математичні моделі роботи відцентрових пожежних насосів та провести моделювання їх динамічних характеристик, у тому числі за наявності внутрішніх дефектів;

- розробити методику та провести експериментальні дослідження з виявлення взаємозв'язку виду несправностей (вихід з ладу підшипників, пошкодження робочого колеса, збільшення допустимих зазорів у корпусі, перекіс вала тощо) відцентрового пожежного насоса пожежного автомобіля із параметрами його амплітудно-частотних характеристик;

- здійснити перевірку адекватності розроблених математичних моделей з експериментальними даними;

- з урахуванням отриманих результатів теоретичних та експериментальних досліджень із застосуванням алгоритму дискретного перетворення Фур'є та сучасних програмних комплексів розробити критерії ідентифікування несправностей і технічного стану відцентрових пожежних насосів пожежних автомобілів за спектральними характеристиками вібраційних сигналів;

– розробити методику визначення технічного стану відцентрового пожежного насоса за вібраційними показниками та порядок її застосування в системі технічного обслуговування пожежних автомобілів.

РОЗДІЛ 2

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ВІБРАЦІЙНИХ ПРОЦЕСІВ ПІД ЧАС РОБОТИ ВІДЦЕНТРОВИХ ПОЖЕЖНИХ НАСОСІВ

2.1. Розробка математичної моделі, що описує вібраційні процеси елементів конструкції відцентрових пожежних насосів

2.1.1. Побудова комп'ютерної тривимірної геометричної моделі елементів відцентрового пожежного насоса

В роботі досліджується відцентровий пожежний насос типу ПН-40УВ, який серійно випускається ТОВ «Прилуцький завод протипожежного і спеціального машинобудування «Пожспецмаш» (м. Прилуки, Україна).

Конструкція відцентрового пожежного насоса у вигляді його тривимірної геометричної моделі представлена на рис. 2.1. Основні параметри геометрії зведені до табл. 2.1.

Насос складається з [68]:

- 1) корпусу, який чотирма болтовими з'єднаннями кріпиться до рами пожежного автомобіля;
- 2) масляної ванни, яка кріпиться до тильної сторони корпусу та служить для охолодження підшипників робочого вала;
- 3) кришки корпусу, яка кріпиться з його фронтової частини та служить для з'єднання корпусу та всмоктувального патрубку насоса, а також для забезпечення герметичності;
- 4) робочого колеса, яке жорстко посаджене на вал;
- 5) робочий вал, який встановлюється в корпус насоса та має консольне кріплення на двох підшипниках.

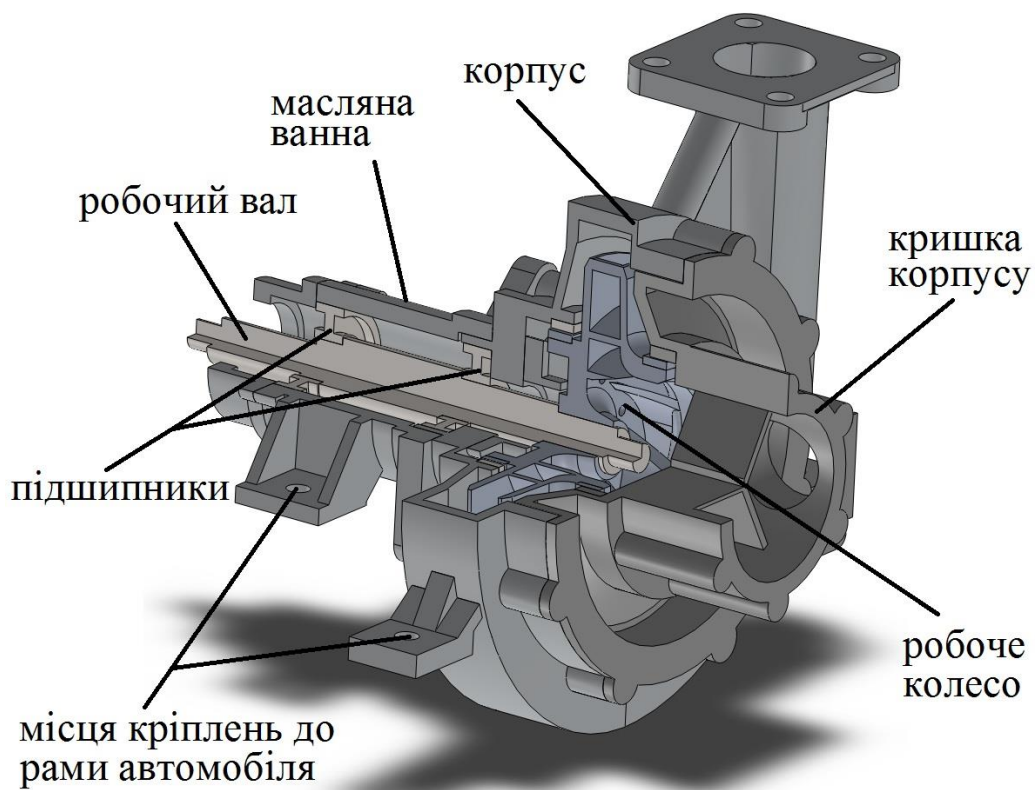


Рисунок 2.1 – Просторова геометрія насоса в розрізі

Таблиця 2.1 – Загальні геометричні параметри відцентрового пожежного насоса ПН-40УВ

Назва параметра	значення	розмірність
Висота	0,9	м
Ширина	1,125	м
Глибина	0,85	м
Середній діаметр робочої камери	320	мм
Товщина стінки корпусу робочої камери	18	мм
Загальна довжина корпусу масляної ванни	157	мм
Зовнішній діаметр корпусу масляної ванни	128	мм
Внутрішній діаметр корпусу масляної ванни	14	мм
Діаметр вихідного патрубку	75	мм
Діаметр посадкового місця для всмоктувального патрубку	137	мм

Основною деталлю насоса є його корпус, який є цілісною деталлю, що отримана литтям та представляє собою досить складну геометричну структуру, що утворює спіральну робочу камеру – «равлик». Робоча камера закінчується вихідним патрубком. В середині корпусу знаходиться сальниковий стакан (див. рис. 2.2), який призначений для створення герметичності в з'єднанні вала з корпусом насоса. Нижня частина корпусу оснащена спеціальними елементами, що забезпечують кріплення насоса до рами автомобіля.

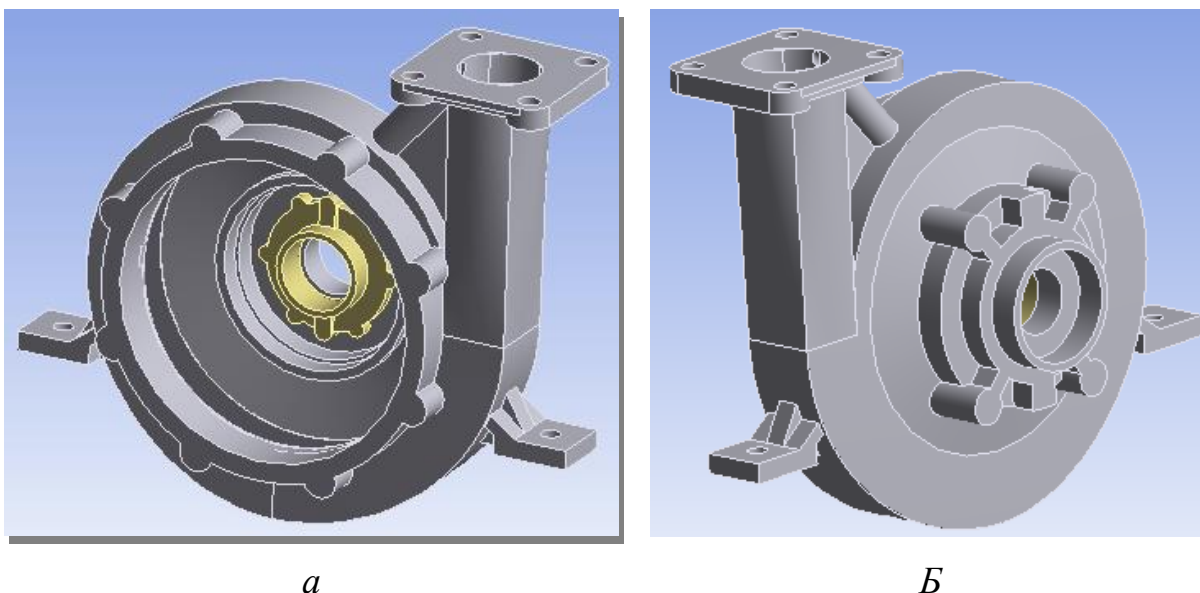


Рисунок 2.2 – Просторова геометрія корпусу насоса ПН-40УВ
(*а* – фронтальний вид, *б* – вигляд із точки кріплення масляної ванни)

До корпусу насоса із фронтальної сторони під'єднується кришка корпусу, а з тильної сторони – корпус масляної ванни підшипникового вузла. Просторова геометрія цих деталей показана на рис. 2.3.

Усі корпусні елементи з'єднуються між собою герметично і жорстко, утворюючи єдине тіло (рис. 2.4).

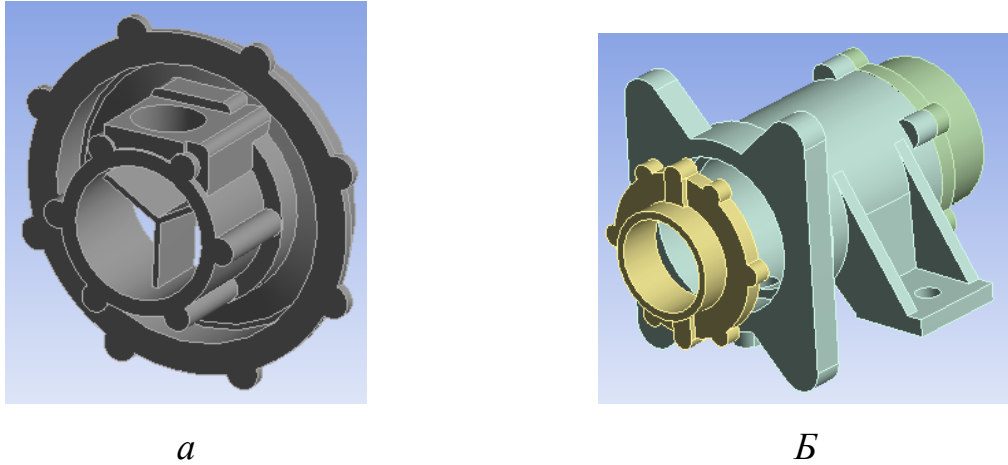


Рисунок 2.3 – Просторова геометрія корпусних деталей насоса ПН-40УВ
(*a* – кришка корпусу, *б* – корпус масляної ванни)

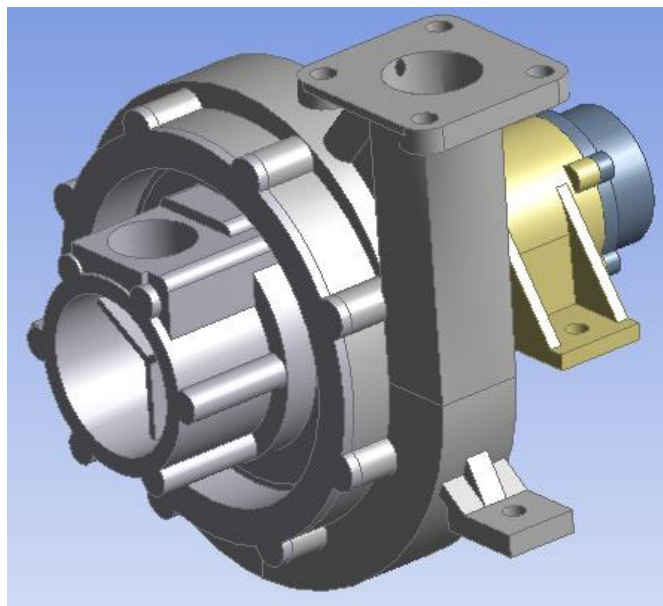


Рисунок 2.4 – Просторова геометрія насоса в розрізі

У корпус насоса консольно на двох підшипниках монтується робочий вал із жорстко посадженим на нього робочим колесом. Підшипники радіальні кулькові №309 (8 тіл обертання), дозволяють сприймати радіальні та осьові навантаження в обох напрямках на високих частотах обертання. Ширина підшипника 25 мм.

Робоче колесо складається з двох дисків між якими розташовані лопаті S-подібної форми. На рисунку 2.5 наведено ескізні креслення

Геометрична модель робочого колеса, жорстко змонтованого на валу та у підшипниках, показана на рис. 2.7.

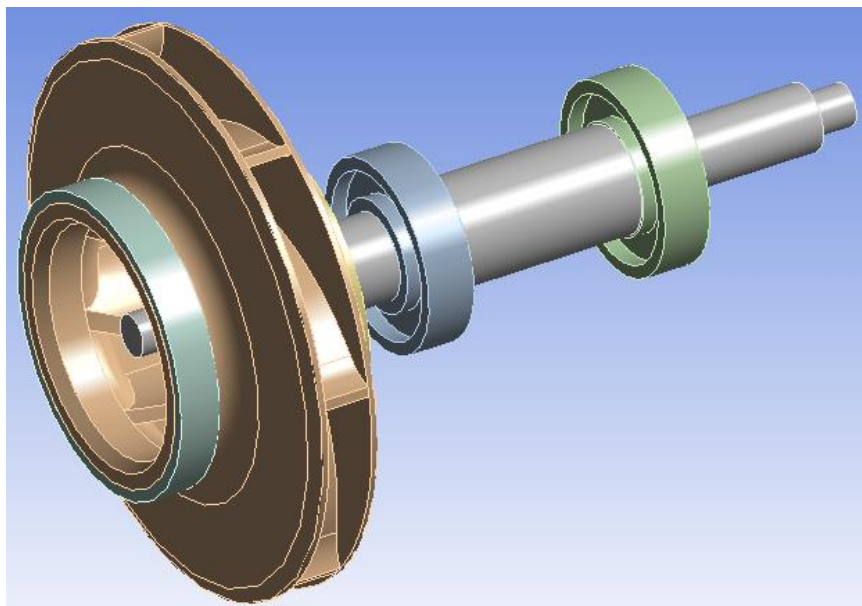


Рисунок 2.7 – Геометрична модель робочого колеса, посаженого на вал

Основним кріпленням насоса ПН-40УВ є болтове з'єднання до рами автомобіля на чотирьох опорах. Окрім цього, його з'єднано додатковими зв'язками, які є елементами трубопровідних систем. Так, кришка корпусу насоса з'єднується із всмоктувальним патрубком, який через сталеву трубу діаметром 100 мм жорстко з'єднаний із цистерною автомобіля.

Аналогічно вихідний патрубок насоса під'єднано до колектора, що має розгалужену трубопровідну систему, яка з'єднує насос із пожежним рукавом та цистерною. З'єднання колектора із цистерною є жорстким. Колектор представляє собою масивну складну структуру трубопроводів, кранів та інших додаткових систем контролю і управління. Докладне моделювання цієї частини насосної установки не має сенсу оскільки вібрації цієї деталі не представляють інтересу. Разом із тим наявність колектора суттєво впливає на вібрацію насоса, оскільки збільшує масу та жорсткість зв'язку із цистерною автомобіля. Тому в даній роботі було

спрощено змодельовано колектор, як просторове тіло простої форми, відповідних габаритів та маси і що має геометрично тотожні точки жорстких кріплень насоса до колектора та колектора до цистерни автомобіля.

Для коректного відтворення інерційно-пружних параметрів системи від колектора промодельовано трубопровід, що з'єднує насос із гнучким пожежним рукавом. На рис. 2.8 представлено геометричну модель насоса із спрощеною моделлю колектора та трубопровідною системою.

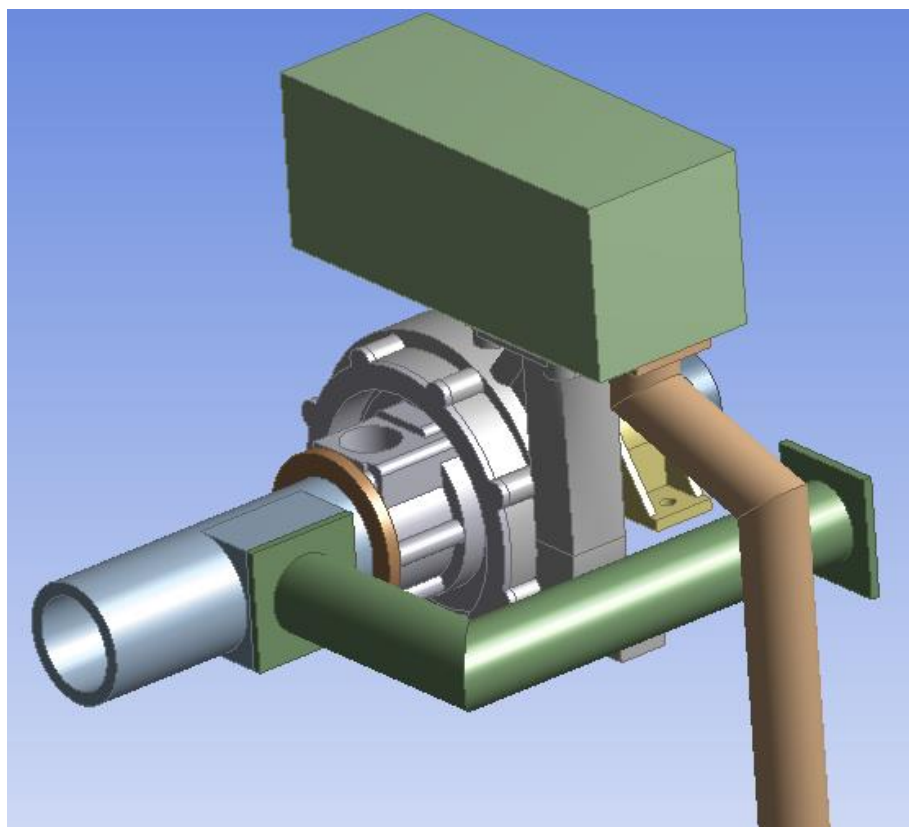


Рисунок 2.8 – Геометрична модель насоса ПН-40УВ
із спрощеною моделлю колектора

Більшість елементів насоса вилито з алюмінієвого сплаву АЛ-6. Вал, підшипники та трубопроводи є стальними. Додатково в конструкції в невеликій кількості присутні елементи з інших матеріалів (це стосується прокладок, ущільнюючих кілець та інших подібних елементів).

2.1.2. Побудова скінчено-елементних математичних моделей елементів відцентрових насосів

Аналіз вібраційного стану відцентрових пожежних насосів та дослідження впливу на нього різного роду експлуатаційних пошкоджень та дефектів є предметом дослідження в даній дисертаційній роботі. Проведення відповідних теоретичних аналізів потребує розробки адекватних математичних моделей, що враховують основні конструктивні особливості та дозволяють змінювати її параметри так аби проводити моделювання дефектів та пошкоджень. Відцентровий пожежний насос принципово є тривимірним тілом, що має складну просторову систему зв'язків та розподіл жорсткості по елементах конструкції. Зазначені особливості потребують розробки математичних моделей відцентрового насоса, як тривимірного твердого деформованого тіла.

Вимоги та потреби, що сформульовані до теоретичних моделей, можуть бути реалізовані за допомогою комп'ютерного моделювання, що ґрунтується на використанні методу скінчених елементів (МСЕ) [69-76]. У відповідності до підходу зазначене моделювання проводиться за таким алгоритмом:

- 1) розробка докладних геометричних моделей конструктивних елементів відцентрового насоса;
- 2) математичний опис динамічного аналізу, що необхідно провести;
- 3) нанесення розрахункової (скінчено-елементної) сітки на побудовану геометричну модель;
- 4) завдання граничних умов, зв'язків, навантажень тощо;
- 5) проведення розрахунків та аналіз результатів.

Отриману в такий спосіб розрахункову математичну модель можна використовувати з метою проведення варіативних досліджень в тому числі

й моделювання впливу різного роду пошкоджень на динамічні характеристики пожежних насосів.

Під час комп'ютерного моделювання використовувались тривимірні геометричні моделі, що описані в попередньому розділі та представлені на рис. 2.7 та рис. 2.8.

Наступним етапом теоретичного моделювання є математичне формулювання проблеми, тобто побудова розрахункових співвідношень насоса як дискретної динамічної моделі. Аналіз вібраційних показників конструктивних елементів відцентрового насоса ПН-40УВ проводився на основі методу скінчених елементів (МСЕ) [69-76]. МСЕ є числовим методом розв'язку задач механіки, що базується на варіаційних принципах. Відповідно до процедури механічний об'єкт розбивається на малі елементи скінченого розміру та правильної форми (паралелепіеди, піраміди, тетраедри, призми) в рамках кожного такого елемента невідомі залежності показників деформації, напруження, коливань, тощо представляються у вигляді заданої апроксимації із невідомими коефіцієнтами. В даній роботі використовуються класичні для МСЕ апроксимації: лінійні та квадратичні. Шукані коефіцієнти визначаються шляхом мінімізації функціоналу, що з енергетичної точки зору описує проблему, яка розв'язується. Такий підхід є виправданий якщо використовуються СЕ досить малих розмірів у порівнянні із розмірами самої конструкції насоса.

Розглянемо задачу визначення динамічних характеристик насоса. Розрахункові рівняння динаміки системи можуть бути отримані відповідно до варіаційного принципу Остроградського-Гамільтона. Для консервативної системи [77-81]: із всіх можливих кінематично припустимих переміщень розв'язком задачі будуть ті, на яких функціонал дії має мінімум. Тобто варіації потенціалу дії мають дорівнювати нулю:

$$\delta \int_{t_1}^{t_2} L dt = \delta \int_{t_1}^{t_2} (T - \Pi) dt = 0, \quad (2.1)$$

де T – кінетична енергія,

Π – потенціал системи.

В загальному вигляді кінетична енергія тіла визначається сумою кінетичних енергій кожної точки тіла, тобто може бути представлена, як інтеграл від кінетичної енергії окремих точок тіла, як функцій координат по всьому об'єму, що займає дане тіло. Кінетична енергія точки пропорційна густині матеріалу в даній точці та скалярному добутку самого з собою вектора швидкості у цій точці

$$T = \frac{1}{2} \iiint_V \{v\}^T \rho \cdot \{v\} dV. \quad (2.2)$$

У наведеній формулі густина може вважатись функцією координат $\rho = \rho(x, y, z)$, що дозволяє отримувати моделі механічних об'єктів як мають змінну у просторі густину матеріалу або різні матеріали у різних частинах тіла. Останній момент повинен бути врахований під час побудови математичних моделей елементів відцентрових пожежних насосів. Так робоче колесо виготовлене з алюмінієвого сплаву, а ротор є сталевим, проте їх з'єднання є надійним та жорстким тому доцільно проводити моделювання цієї системи як одного тіла але із різними матеріалами, тобто густина цього тіла є різною в різних точках (частинах).

Вектор швидкості у кожній точці тіла складається із трьох компонент, що є проєкціями на осі координат, кожна з яких є невідомою функцією трьох координат та часу, що власне й описує вібрацію. Верхнім індексом $\{..\}^T$ позначається операція транспонування. Вектор швидкості у точці тіла визначається, як похідна за часом від переміщень зазначених

точок тіла, що описують рух у просторі та деформацію тіла під час його вібрацій

$$\{v\} = \begin{Bmatrix} v_x(x, y, z, t) \\ v_y(x, y, z, t) \\ v_z(x, y, z, t) \end{Bmatrix} = \frac{d}{dt} \begin{Bmatrix} u_x(x, y, z, t) \\ u_y(x, y, z, t) \\ u_z(x, y, z, t) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \dot{u}_x(x, y, z, t) \\ \dot{u}_y(x, y, z, t) \\ \dot{u}_z(x, y, z, t) \end{Bmatrix}. \quad (2.3)$$

Потенціал системи визначається, як потенційна енергія деформування:

$$\Pi = \frac{1}{2} \iiint_V \{\varepsilon\}^T \{\sigma\} \cdot dV - \iint_S \{u\}^T \{F\} dS \quad (2.4)$$

де $\{\varepsilon\}$, $\{\sigma\}$ і $\{u\}$ – вектори деформацій, напружень та переміщень,
 $\{F\} = \{F_x, F_y, F_z\}^T$ – вектор зовнішніх поверхневих сил.

Усі компоненти векторів є невідомими функціями координат і часу та потребують визначення (2.5) та (2.6). Визначення компонент векторів переміщень, швидкостей, деформацій і напружень у кожній точці пожежного відцентрового насоса та у кожний момент часу роботи і є предметом дослідження динаміки зазначеного механічного об'єкта.

$$\{\varepsilon\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_{xx}(x, y, z, t) \\ \varepsilon_{yy}(x, y, z, t) \\ \varepsilon_{zz}(x, y, z, t) \\ \varepsilon_{xy}(x, y, z, t) \\ \varepsilon_{yz}(x, y, z, t) \\ \varepsilon_{zx}(x, y, z, t) \end{Bmatrix}, \quad \{\sigma\} = \begin{Bmatrix} \sigma_{xx}(x, y, z, t) \\ \sigma_{yy}(x, y, z, t) \\ \sigma_{zz}(x, y, z, t) \\ \sigma_{xy}(x, y, z, t) \\ \sigma_{yz}(x, y, z, t) \\ \sigma_{zx}(x, y, z, t) \end{Bmatrix}, \quad (2.5)$$

$$\{u\} = \begin{Bmatrix} u_x(x, y, z, t) \\ u_y(x, y, z, t) \\ u_z(x, y, z, t) \end{Bmatrix}, \quad \{F\} = \begin{Bmatrix} F_x(x, y, z, t) \\ F_y(x, y, z, t) \\ F_z(x, y, z, t) \end{Bmatrix}. \quad (2.6)$$

Функції (2.5) та (2.6) є завжди пов'язаними. Для лінійно-пружних тіл деформації та напруження зв'язані фізичними співвідношеннями, що являють собою закон Гука:

$$\{\sigma\} = [H]\{\varepsilon\}, \quad (2.7)$$

$$[H] = \begin{bmatrix} \lambda + 2\mu & \lambda & \lambda & & & \\ \lambda & \lambda + 2\mu & \lambda & & & \\ \lambda & \lambda & \lambda + 2\mu & & & \\ & & & \mu & 0 & 0 \\ & & & 0 & \mu & 0 \\ & & & 0 & 0 & \mu \end{bmatrix}, \quad (2.8)$$

де μ , λ - постійні Ляме, що визначаються модулем пружності E та коефіцієнтом Пуассона ν [82, 83, 84].

Якщо припустити, що вібрації не призводять до великих деформацій конструкції (тобто компоненти вектора деформацій істотно менші від 1 (від 100%)), то компоненти вектора деформацій будуть визначатись з вектора переміщень формулами Коші [84, 85]:

$$\{\varepsilon\} = [D] \cdot \{u\}, \quad (2.9)$$

де матриця $[D]$ – є матрицею просторових похідних і має вигляд:

$$[D] = \begin{bmatrix} \partial/\partial x & 0 & 0 \\ 0 & \partial/\partial y & 0 \\ 0 & 0 & \partial/\partial z \\ \partial/\partial y & \partial/\partial x & 0 \\ 0 & \partial/\partial z & \partial/\partial y \\ \partial/\partial z & 0 & \partial/\partial x \end{bmatrix}. \quad (2.10)$$

Отже, використовуючи фізичні (2.7) та геометричні (2.9) співвідношення потенційна енергія малого деформування пружного тіла (2.4) може бути виражена через компоненти лише вектора переміщень:

$$\Pi = \frac{1}{2} \iiint_V \{u\}^T [D]^T [H] \cdot [D] \cdot \{u\} \cdot dV - \iint_S \{u\}^T F dS . \quad (2.11)$$

Таким чином, потенційна та кінетична енергії є квадратичними формами вектора переміщень точок тіла та його швидкості. Вирази (2.2) та (2.11) є справедливими для усього тіла насоса і для будь-якої його частини. Розіб'ємо умовно тіло насоса на скінчені елементи із об'ємом V^e . В межах кожного із скінчених елементів вектор переміщень будемо вважати відомою функцією координат (функції форм скінченого елемента) та невідомими функціями часу

$$\{u^e(x, y, z, t)\} = [N^e(x, y, z)] \cdot \{\theta^e(t)\} \quad (2.12)$$

Вектор функцій $\{\theta^e\}$ є вектором невідомих коефіцієнтів апроксимації по скінченому елементу. Фізично це є вектор вузлових значень переміщень тіла, тобто результат дискретизації тіла насоса.

При побудові моделей елементів відцентрового пожежного насоса в даній роботі використовуються тривимірні ізопараметричні скінчені елементи гексадральної форми із 20 вузлами (рис. 2.9) та тетрадральної форми із 10 вузлами по три ступені вільності в кожному (із квадратичною апроксимацією переміщень по ребрах елемента).

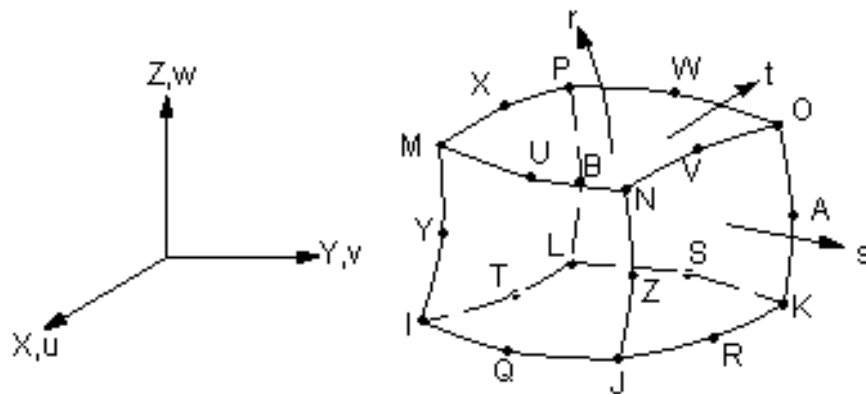


Рисунок 2.9 – Тривимірний гексаїдральний 20 вузловий елемент
(XYZ – глобальна, srt - локальна системи координат елемента)

У розгорнутому вигляді вираз (2.12) для апроксимацій квадратичним 20 вузловим елементом представлені у якості формул (2.13). У формулах (2.13) позначено $u_I, u_J, u_K, u_L, u_M, u_N, u_O, u_P, u_Q, u_R, u_S, u_T, u_U, u_V, u_W, u_X, u_Y, u_Z, u_A, u_B$ – для компонентів вектора переміщень в напрямі осі X глобальної системи координат кожного з 20 вузлів скінченного елемента (див. рис. 2.9). Фактично ці параметри є невідомими функціями часу та складають разом із аналогічними функціями переміщень в напрямках Y та Z компоненти вектора $\{\theta^e\}$.

$$\begin{aligned}
 u = & \frac{1}{8}(u_I(1-s)(1-t)(1-r)(-s-t-r-2) + u_J(1+s)(1-t)(1-r)(s-t-r-2) \\
 & + u_K(1+s)(1+t)(1-r)(s+t-r-2) + u_L(1-s)(1+t)(1-r)(-s+t-r-2) \\
 & + u_M(1-s)(1-t)(1+r)(-s-t+r-2) + u_N(1+s)(1-t)(1+r)(s-t+r-2) \\
 & + u_O(1+s)(1+t)(1+r)(s+t+r-2) + u_P(1-s)(1+t)(1+r)(-s+t+r-2)) \\
 & + \frac{1}{4}(u_Q(1-s^2)(1-t)(1-r) + u_R(1+s)(1-t^2)(1-r) \\
 & + u_S(1-s^2)(1+t)(1-r) + u_T(1-s)(1-t^2)(1-r) \\
 & + u_U(1-s^2)(1-t)(1+r) + u_V(1+s)(1-t^2)(1+r) \\
 & + u_W(1-s^2)(1+t)(1+r) + u_X(1-s)(1-t^2)(1+r) \\
 & + u_Y(1-s)(1-t)(1-r^2) + u_Z(1+s)(1-t)(1-r^2) \\
 & + u_A(1+s)(1+t)(1-r^2) + u_B(1-s)(1+t)(1-r^2))
 \end{aligned} \tag{2.13}$$

v і w – аналогічно.

При виродженні елемента з гексодральної у призматичну або тетраедричну форму апроксимації відповідних переміщень будуть змінюватися. Разом з тим, ступінь апроксимуючого полінома падає. Використання таких елементів не бажано, але в ряді випадків (у місцях зі складною геометрією, тобто в таких, де об'єми моделі неправильної форми) їх використання є вимушеною мірою.

У такому випадку можна отримати вираз потенційної енергії скінченного елемента:

$$P^e = \frac{1}{2} \iiint_{V_e} \{\theta^e\}^T [N^e]^T \cdot [D]^T [H] \cdot [D] \cdot [N^e] \{\theta^e\} \cdot dV - \iint_S \{\theta\}^T [N^e]^T \{F\} dS. \quad (2.14)$$

Матриця $[D]$ є матрицею-оператором диференціювання і має відноситись до функцій по координатах, тобто до матриці функцій форм. Прийнято вводити позначення $[B^e]$ – для матриці похідних від функцій форм скінченного елемента. Тоді потенціал тіла насоса в межах одного скінченного елемента має вираз:

$$P^e = \frac{1}{2} \iiint_{V_e} \{\theta^e\}^T \cdot [B^e]^T [H] \cdot [B^e] \{\theta^e\} \cdot dV - \iint_S \{\theta\}^T [N^e]^T \{F\} dS, \quad (2.15)$$

де $[B^e] = [D] \cdot [N^e]$.

Враховуючи, що вектор-функція $\{\theta^e\}$ залежить лише від часу, вона може бути винесена з-під операції інтегралу. Тоді під знаком інтегралів, що виконується в межах заданого скінченного-елемента, не має невідомих функцій та величин і вони можуть бути завжди чисельно розраховані. Враховуючи векторний запис співвідношень отримаємо потенціал скінченного елемента, як квадратичну форму невідомих функцій $\{\theta^e\}$

$$P^e = \frac{1}{2} \{\theta^e\}^T [K^e] \{\theta^e\} - \{\theta^e\}^T \{Q^e\}, \quad (2.16)$$

де $[K^e]$ – відома для заданого типу скінченного елемента матриця, що отримала назву матриці жорсткості скінченного елемента, яка розраховується як інтеграл по об'єму даного скінченного елемента від похідних його функцій форми

$$[K^e] = \iiint_{V_e} [B^e]^T \cdot [H] \cdot [B^e] \cdot dV \quad (2.17)$$

Аналогічно, вводиться вектор $\{Q^e\}$, що представляє собою приведені до вузлів даного скінченного елемента сили – вектор приведених вузлових сил скінченного елемента

$$\{Q^e\} = \iint_{S_e} [N^e]^T \{F\} dS \quad (2.18)$$

Аналогічно розглядається кінетична енергія одного скінченного елемента у вигляді квадратичної форми від невідомих похідних за часом від вузлових переміщень, тобто вузлових швидкостей скінченного елемента:

$$T^e = \frac{1}{2} \{\dot{\theta}^e\}^T [M^e] \{\dot{\theta}^e\}, \quad (2.19)$$

де $[M^e]$ – матриця мас скінченного елемента, що розраховується за формулою (2.20)

$$[M^e] = \iiint_V [N^e]^T \rho \cdot [N^e] dV. \quad (2.20)$$

Загальний потенціал тіла та його кінетична енергія складаються з потенціалів та кінетичних енергій усіх його елементів. Для отримання загального виразу доцільно ввести загальний (глобальний) вектор вузлових переміщень, тобто вектор компоненти якого є переміщеннями усіх вузлів усіх скінчених елементів по всіх напрямках. Вектори вузлових переміщень окремих скінчених елементів є його частинами, які математично можуть бути знайдені в цьому глобальному векторі, якщо помножити його на відповідну матрицю, що складається з нулів та одиниць та має назву матриці індексів скінченого елемента. Перемноження глобального вектора вузлових переміщень на матрицю індексів дасть новий вектор, що має лише компоненти вектора вузлових переміщень цього скінченого елемента

$$\{\theta^e(t)\} = [a^e] \cdot \{q(t)\}. \quad (2.21)$$

Отже, потенціал побудованої дискретної динамічної системи може бути розрахований, як

$$\Pi = \frac{1}{2} \{q\}^T [K] \{q\} - \{q\}^T \{Q\}, \quad (2.22)$$

де $[K]$ – глобальна матриця жорсткості побудованої СЕ моделі, що формується з матриць жорсткості окремих СЕ (2.23);

$\{Q\}$ – вектор вузлових сил (2.24).

$$[K] = \sum_e ([a^e])^T [K^e] \cdot [a^e], \quad (2.23)$$

$$\{Q\} = \sum_e ([a^e])^T \{Q^e\}. \quad (2.24)$$

Кінетична енергія скінчено-елементної моделі так само визначається через глобальний вектор вузлових переміщень

$$T = \frac{1}{2} \{\dot{q}\}^T [M] \{\dot{q}\}, \quad (2.25)$$

де $[M]$ – глобальна матриця мас побудованої скінчено-елементної моделі, що формується з матриць мас окремих скінчених елементів

$$[M] = \sum_e ([a^e])^T [M^e] \cdot [a^e]. \quad (2.26)$$

Матричні рівняння руху дискретної динамічної моделі, що являє собою побудована скінчена елементна модель, визначаються відповідно до рівняння Лагранжа 2 роду. За припущення консервативності системи:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \{\dot{q}\}} \right) + \frac{\partial \Pi}{\partial \{q\}} = 0. \quad (2.27)$$

Підставляючи у рівняння Лагранжа (2.27) вирази (2.22) та (2.25) отримаємо розрахункові рівняння

$$[M] \{\ddot{q}\} + [K] \cdot \{q\} = \{Q(t)\}. \quad (2.28)$$

Вібрації насоса супроводжуються не лише потенціальними та інерційними силами, що розраховані відповідно до розглянутої теорії, але із реалізацією дисипативних сил, що обумовлюють наявність розсіювання енергії у навколишнє середовище під час вібрацій. Найбільш простим засобом врахування дисипативних сил є припущення Фойгта, щодо лінійної залежності дисипативних сил від швидкості руху точок тіла (швидкості вібрацій). Якщо розглядати вібрації насоса, що не заповнений

рідиною, то дисипація енергії буде обумовлена внутрішньою роботою деформації. В такому разі доцільним є використання гіпотези Релея, що вектор дисипативних сил пропорційний вектору швидкості переміщень та матриці жорсткості системи із коефіцієнтом β . Враховуючи, що дисипативні сили мають діяти в напрямку протилежному до руху та будуть співорієнтовані із внутрішніми пружними та інерційними силами отримаємо узагальнені рівняння, що описують вібрації насоса під дією зовнішніх сил $\{Q\}$

$$[M]\{\ddot{q}\} + \beta \cdot [K] \cdot \{\dot{q}\} + [K] \cdot \{q\} = \{Q(t)\}. \quad (2.29)$$

Рівняння (2.29) є розрахунковими рівняннями, розв'язок яких надає опис динамічних процесів, що відбуваються під час вібрацій насоса [86].

Для побудови матриць мас та жорсткості СЕ моделі пожежного відцентрового насоса потрібно задати додатково матрицю індексів та матрицю функцій форм СЕ. Матриця індексів визначається сіткою, що накладена на геометричну модель корпусу насоса (рис. 2.18) та робочого колеса (рис. 2.17), а матриця функцій форми елемента – його типом.

Наступною частиною алгоритму комп'ютерного моделювання є нанесення розрахункової СЕ сітки. Її побудова є важливою частиною моделювання, оскільки від якості сітки істотно залежить достовірність отриманих результатів. Перевірка адекватності сітки проводиться шляхом проведення декількох однакових тестових розрахунків із різною густиною сітки.

Побудовані розрахункові сітки корпусу відцентрового насоса ПН-40УВ [86, 87], що досліджується в роботі, та його робочого колеса, посадженого на вал, подано на рис. 2.10.

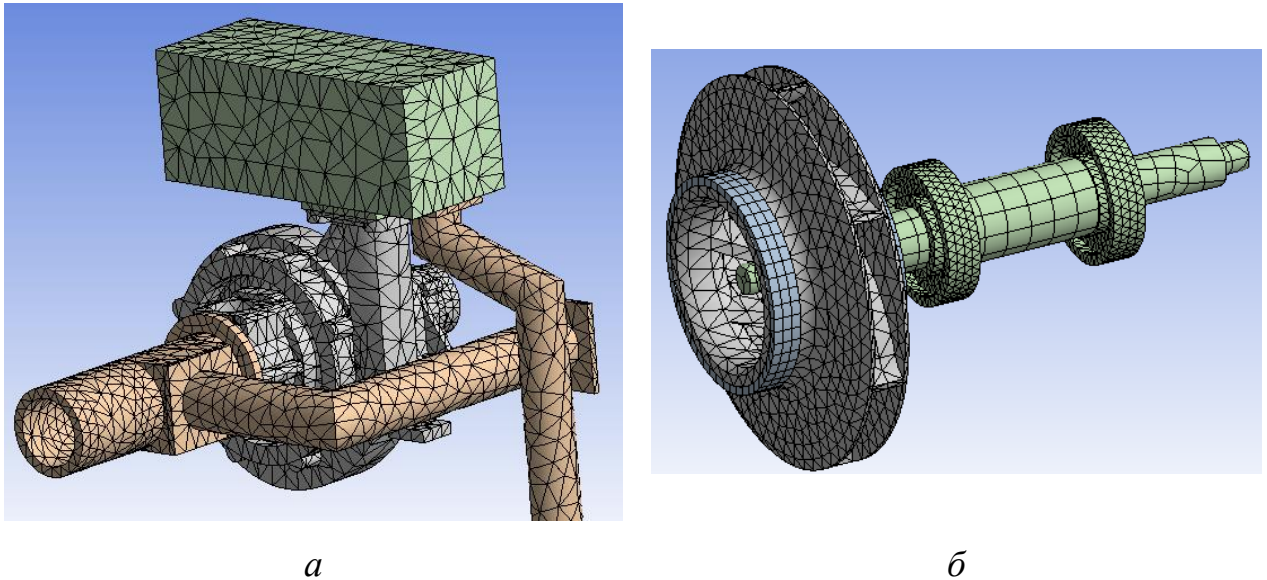


Рисунок 2.10 – СЕ модель корпусу відцентрового пожежного насоса ПН-40УВ (а) та робочого колеса, посадженого на вал з підшипниками (б)

2.2. Визначення лінійних динамічних характеристик елементів конструкції

Одними з найбільш важливих динамічних характеристик механічних об'єктів є показники власних коливань, тобто спектр власних частот та власні форми коливань. Дійсно, власні частоти визначають наявність та положення резонансних зон на спектрі вібрацій, що супроводжує роботу відцентрового насоса, визначають критичні швидкості обертання вала. Крім того, реальна вібрація насоса супроводжується наявністю випадкового широкосмугового впливу поряд із звичайним полігармонічним впливом, а відгук системи на такий вплив завжди є найбільш потужним на власних частотах коливань. Власні форми коливань є головними формами можливих рухів об'єкта, що деформується під час вібрацій. Так, відповідно до положень лінійної теорії коливань [77-81], будь-яка форма вимушених коливань є суперпозицією власних форм. Тобто, аналіз форм коливань дозволяє визначити місця з найбільшими

рівнями вібрацій та оцінити найбільш ефективні для вимірювання точки на корпусі насоса.

Крім цього, наявність різного роду дефектів обов'язково змінює розподіл жорсткості конструкції, впливає на зв'язки, що є між насосом та опорами. Отже, змінюються і власні частоти та форми коливань. Аналіз закономірностей зміни дозволяє визначити ознаки, за якими можливе діагностування наявності того чи іншого дефекту.

Математичне формулювання проблеми визначення власних частот та форм коливань задається рівнянням, яке може бути отримане із загального рівняння динаміки відцентрового насоса (2.29), якщо не враховувати дисипативні складові та зовнішній вплив

$$[M] \left\{ \ddot{q} \right\} + [K] \cdot \{q\} = 0. \quad (2.30)$$

Розв'язок рівняння (2.30) знаходиться у вигляді гармонічних рухів за яких усі точки системи відтворюють періодичні рухи на одній і тій самій частоті, що називається власною:

$$\{q\} = \{\xi\} \cdot \sin(pt). \quad (2.31)$$

Тоді отримаємо рівняння для визначення власних форм коливань:

$$([K] - p^2 \cdot [M]) \cdot \{\xi\} = 0 \quad (2.32)$$

$$\det([K] - p^2 \cdot [M]) = 0 \quad (2.33)$$

На першому етапі роботи було проаналізовано спектри власних частот окремих деталей та відповідні їм форми коливань. На рис. 2.11 наведено перші шість власних форм коливань робочого колеса та

відповідні їх значення власних частот. Колесо розглядалось як вільне деформоване тіло, тобто без обмеження крайовими умовами. При цьому, упущені кратні та майже кратні значення, що є у спектрі власних частот через наявність циклічної симетрії, а також 6 нульових значень, які присутні в наслідок можливості руху колеса, як вільного тіла у просторі.

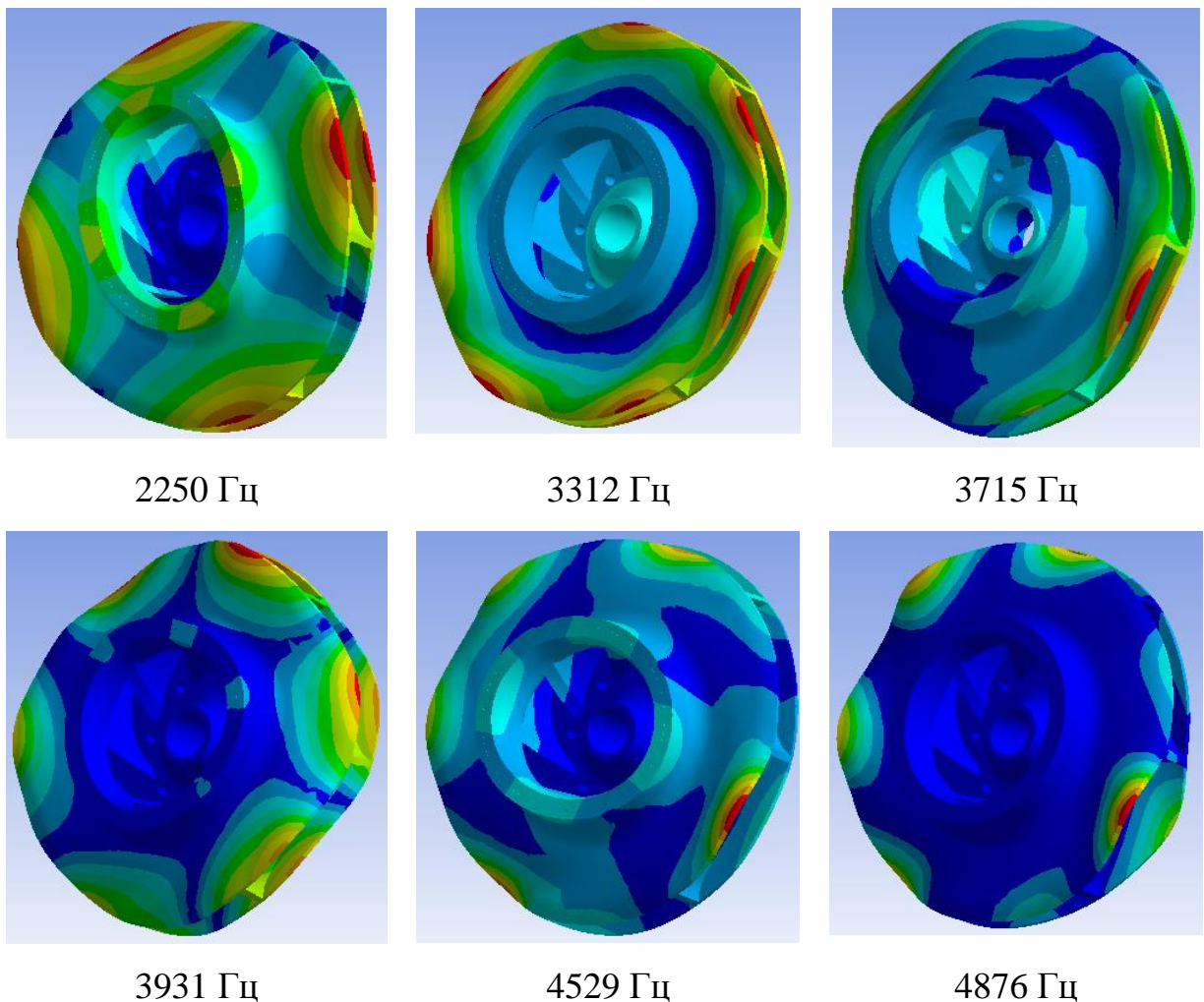


Рисунок 2.11 – Власні форми коливань робочого колеса та відповідні власні частоти

Отримані значення мають виключно перевірочний сенс оскільки отримані частоти можуть бути легко перевірені експериментально, шляхом проведення тестів на імпульсне збудження коливань робочого колеса, що є вивішеним у просторі на дроті. Разом з тим, в реальній роботі насоса

відповідні власні форми коливань не реалізуються оскільки робоче колесо є закріпленим на валу, а не вільним у просторі тілом.

Окремо також було проведено аналіз власних коливань корпусу насоса, який так само розглядався, як вільне тіло у просторі. Такі дослідження були спрямовані на перевірку адекватності побудови скінчено-елементної моделі корпусу (рис. 2.12).

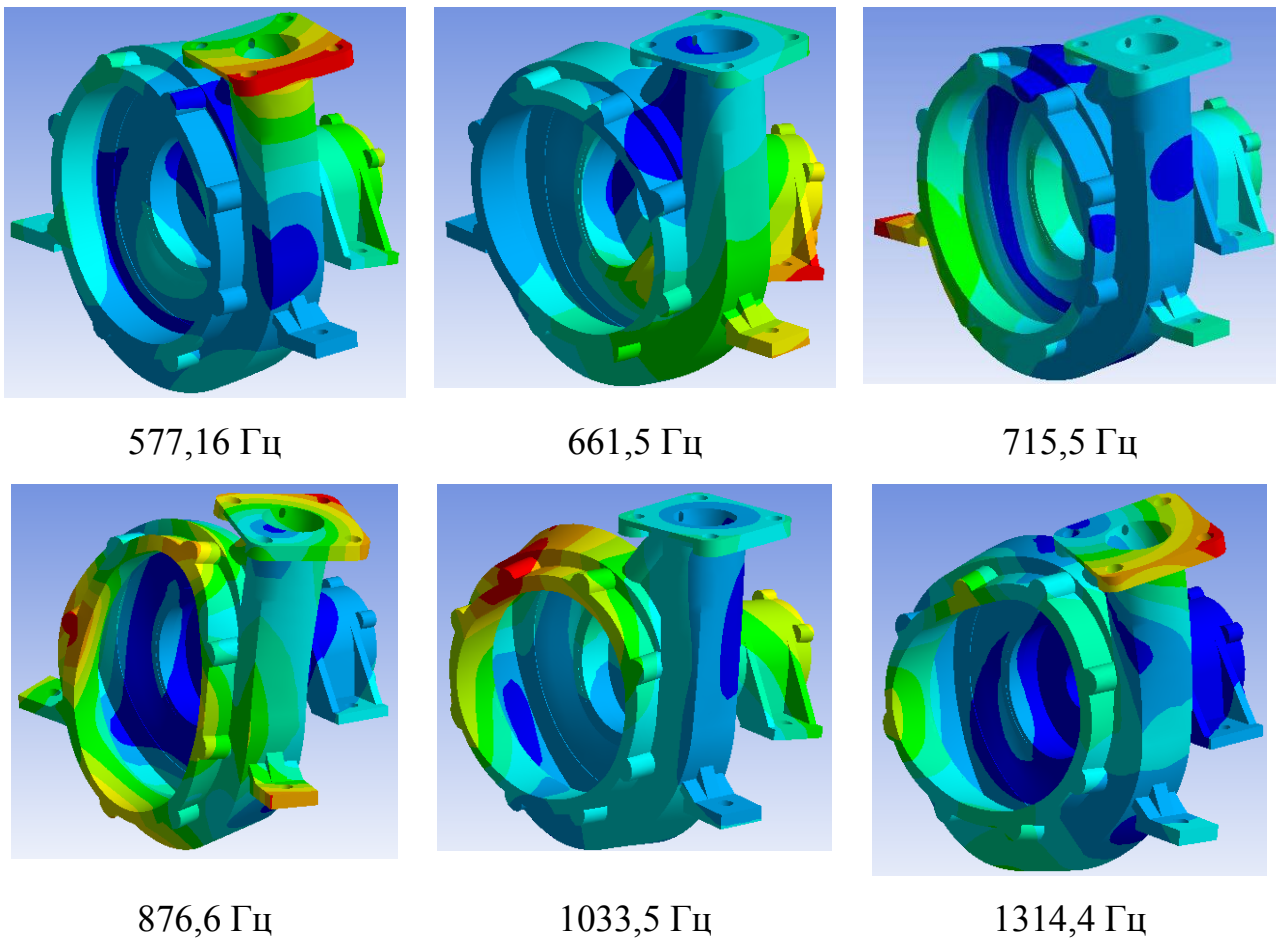


Рисунок 2.12 – Власні форми коливань корпусу насоса та відповідні власні частоти

Звичайно, реальні резонансні частоти корпусу відмінні від наведених, які необхідні лише для перевірки адекватності моделі. Реально корпус насоса не є вільним, а закріплений жорсткими з'єднаннями із несучою опорою. Крім цього, корпус закритий кришкою, яка з'єднана

трубопровідною системою із цистерною, напірний патрубок також жорстко з'єднаний із системою розподілених кранів, що має власні трубопроводи і під'єднана також до цистерни. Враховуючи усі перераховані зв'язки та додаткові деталі було проведено аналіз власних форм та частот коливань. У отриманому спектрі власних частот присутні локальні частоти вібрацій, що збуджують форми лише трубопроводу, це частоти 63 Гц, 65 Гц, 261 Гц, 349 Гц, 413 Гц, 504 Гц, 1209 Гц, 1263 Гц. Решта спектра відповідає формам коливань за яких вібрація поширюється на корпус насоса, відповідні форми коливань та значення власних частот приведено на рис. 2.13.

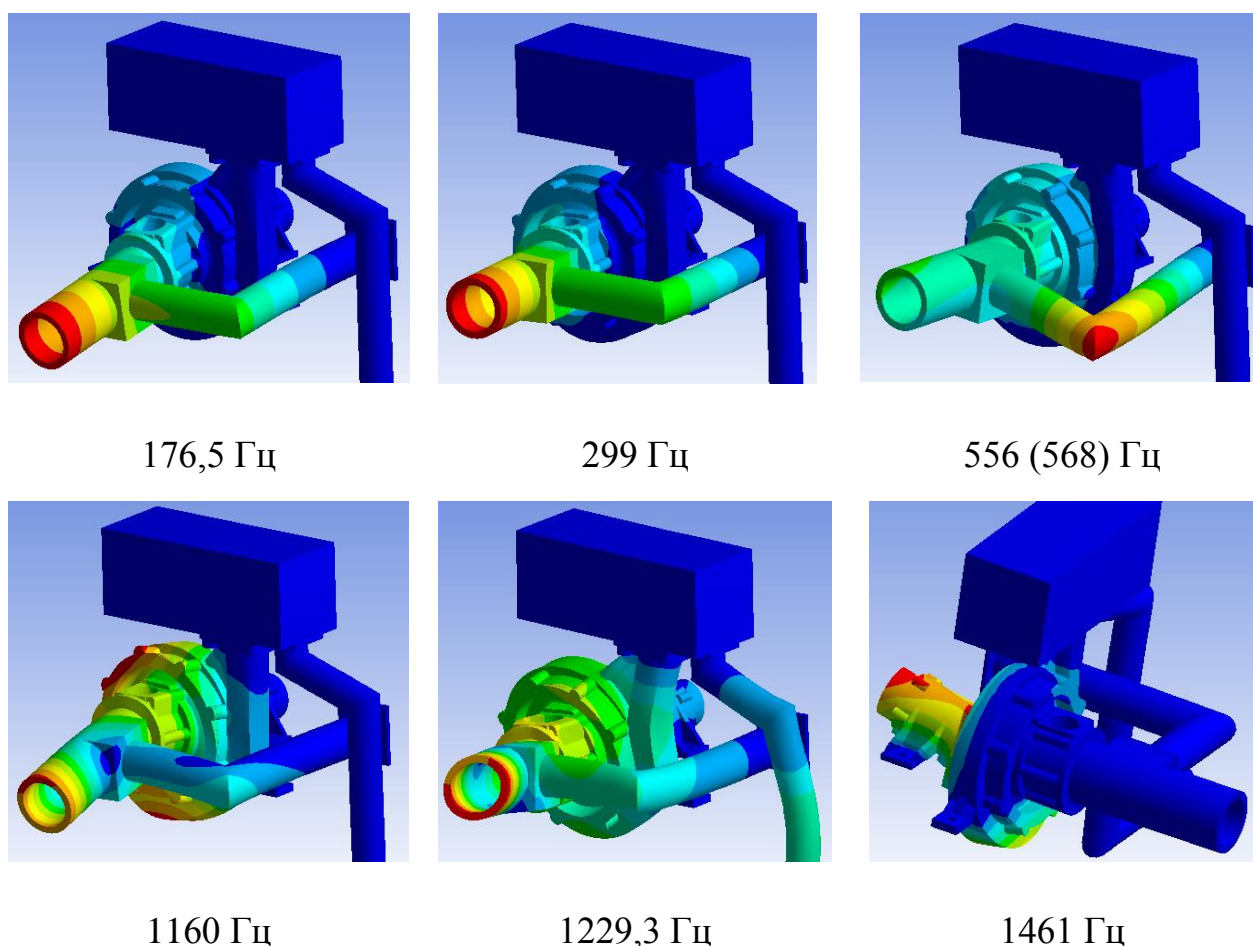


Рисунок 2.13 – Власні форми коливань корпусу насоса, що встановлений на опорній рамі та відповідні власні частоти

2.3. Перевірки адекватності розробленої математичної моделі

Для перевірки адекватності розробленої моделі було проведено порівняльні дослідження спектрів власних частот та форм коливань окремих деталей насоса: робочого колеса та корпусу, що отримані розрахунково та експериментально. Експериментальне визначення власних частот проводилось за допомогою реєстрації звукових сигналів, що утворюються під час вільних коливань окремих деталей [84, 88, 89]. Це тести при яких відбувається імпульсне збудження коливань.

Звук, що розповсюджується від цього удару, є наслідком збуджених вібрацій та був зареєстрований за допомогою мікрофона і оброблений на комп'ютері. Типовий зареєстрований сигнал вказано на рис. 2.14 а.

Отриманий сигнал загасає із часом за експоненційною залежністю. У збільшеному масштабі можна бачити, що сам сигнал окрім експоненційної амплітуди має полігармонійний характер. Тобто коливання, що збуджуються імпульсом, є суперпозицією декількох гармонік. З теорії коливань відомо, що ці гармоніки відповідають власним частотам, форми яких збуджуються прикладеним імпульсом. Отже, гармоніки, які є складовими зареєстрованого сигналу, будуть відповідати власним частотам відповідної деталі. Для аналізу спектрального складу використовувалось швидке перетворення Фур'є [90-94]. На рис. 2.14 б представлений отриманий спектр сигналу.

Порівняння частот, що збудились під час імпульсу, із отриманими шляхом СЕ моделювання (рис. 2.11) вказує на їх добру збіжність у межах 5%. В таблиці 2.2 зведено значення власних частот робочого колеса, що отримані теоретично (комп'ютерне моделювання МСЕ) та експериментально відповідно до спектра, який представлено на рис. 2.14 б.

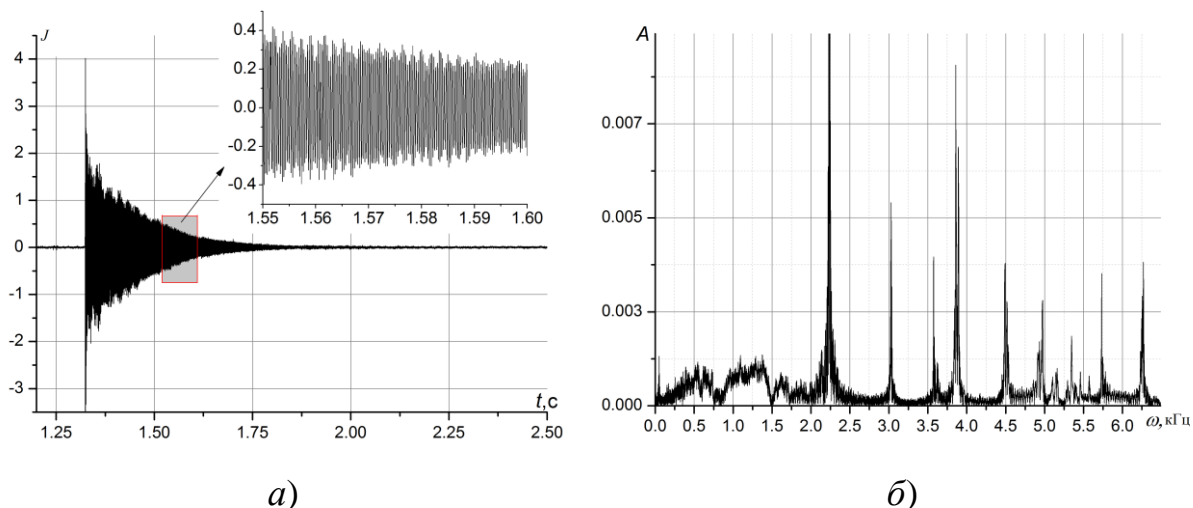


Рисунок 2.14 – Зареєстрований мікрофоном сигнал (а) та його спектр (б)

Аналогічні дослідження проведені і для корпусу насоса. Спектр частот корпусу насоса є досить густий, а власні форми коливань істотно відрізняються одна від одної, як це показано за теоретичного моделювання. Для експериментального підтвердження необхідно було провести декілька тестів із різними точками прикладення імпульсу з тим аби збудити різні власні форми коливань [87].

Таблиця 2.2 – Порівняння власних частот робочого колеса отриманих теоретично (комп'ютерне моделювання МСЕ) та експериментально

Номер частоти	Власні частоти, Гц					
	1	2	3	4	5	6
Визначені теоретично (комп'ютерне моделювання МСЕ)	2250	3212	3715	3931	4529	4876
Експериментально отримані результати	2200	3050	3600	3850	4500	4900
Відносна похибка	2,3%	5,3%	3,2%	2,1%	0,6%	0,5%

Отримані сигнали повністю подібні до сигналу, наведеного на рис. 2.14 *a*, тому не наводяться. Спектральний склад сигналів було визначено за допомогою швидкого перетворення Фур'є. Результати цих розрахунків представлено на рис. 2.15.

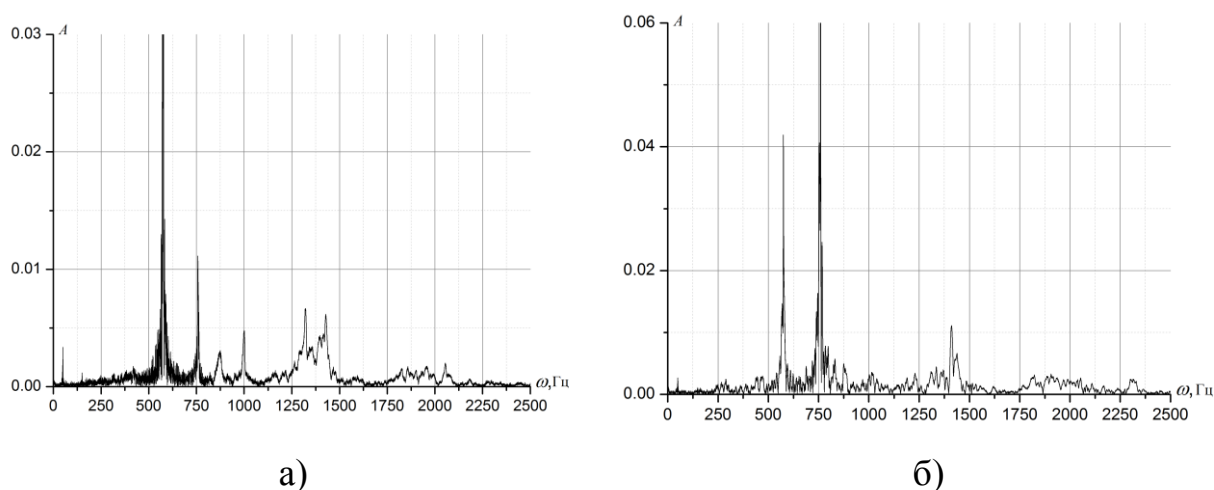


Рисунок 2.15 – Спектр сигналів, що було зареєстровано при збудженні вільних коливань в корпусі насоса ударом імпульсу в різних точках

Порівняння результатів із теоретичними так само підтверджує їх добру відповідність. В таблиці 2.3 представлено порівняння результатів отриманих експериментально та теоретично (див. рис. 2.15 та рис. 2.13).

2.4. Математичне моделювання роботи відцентрових пожежних насосів

Наступним етапом було застосування розробленої моделі для дослідження вібраційних показників роботи насоса. Під час роботи насоса відбуваються вібрації, які є коливаннями, що викликані наявністю вимушених гармонічних сил. Зазначені сили є результатом комплексної дії наявності дисбалансу, неспіввісності з'єднання валів тощо [95-98]. Відповідні сили діють на ротор робочого колеса та передаються через

підшипники на корпус насоса. В даній роботі було проведено відповідні дослідження на збудження коливань 3-ма силами, що прикладені до кінця ротора насоса (рис. 2.16). Сили які прикладені у вертикальній площині, мають однакові амплітуди та зсув по фазі на 90° . Сили вважались гармонічними, а частоти змінювались у широкому діапазоні від 0 до 400 Гц.

Таблиця 2.3 – Порівняння власних частот корпусу насоса ПН-40УВ отримані теоретично та експериментально

Номер частоти	Власні частоти, Гц						
	1	2	3	4	5	6	7
Визначені теоретично	577,2	661,5	715,5	876,6	1033	1314	1450
Експериментально отримані результати	–	600	750	875	1000	1325	–
Експериментально отримані результати	570	–	750	–	–	1320	1400
Відносна похибка	1,3%	10%	4,6%	0,2%	3,3%	0,8% (0,5%)	3,6%

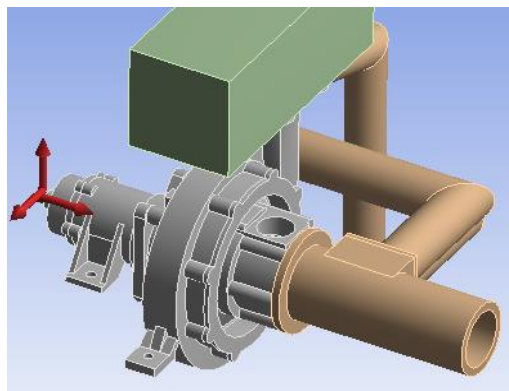


Рисунок 2.16 – Схема прикладення вимушених сил

Такі дослідження дозволяли проводити аналіз вібрацій на різних гармоніках від частоти обертання ротора. На рис. 2.17 представлені

амплітудно-частотні характеристики вібрацій насоса у різних напрямках. Розв'язок отримували методом розкладання в ряд за власними формами коливань.

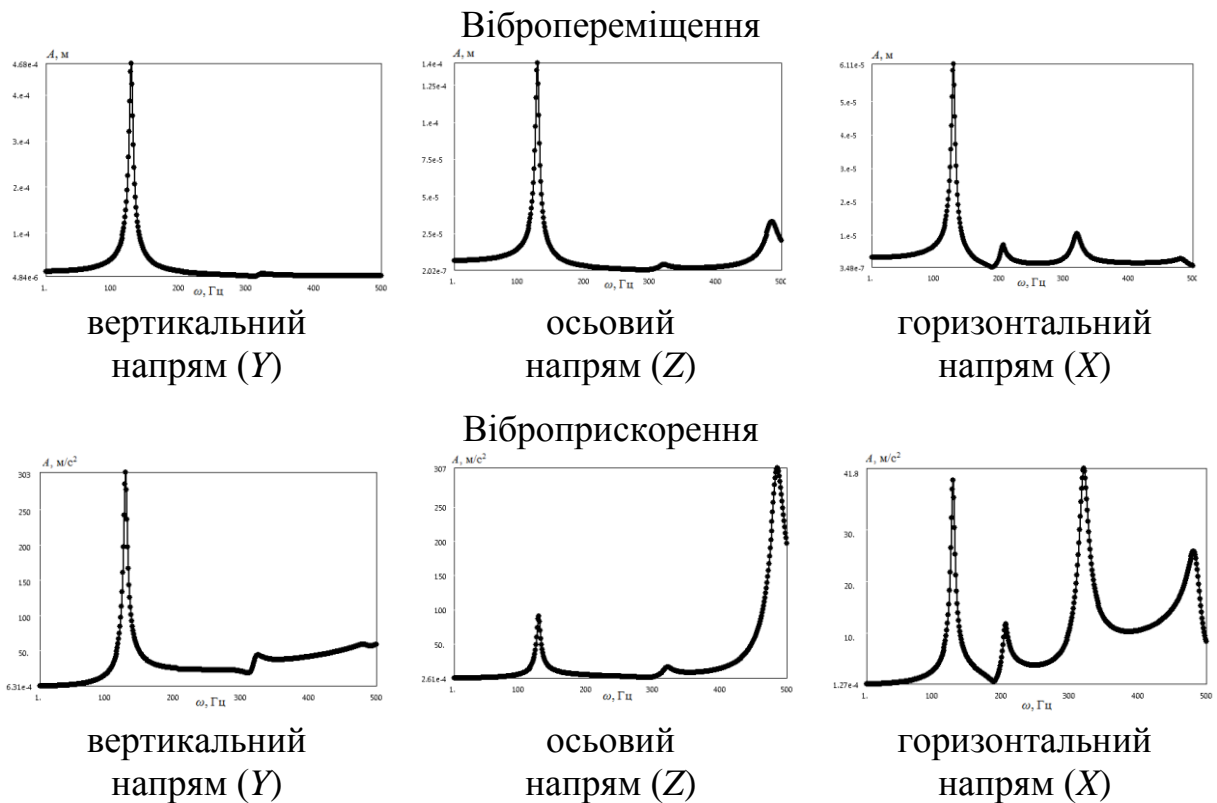


Рисунок 2.17 – АЧХ вібрацій та віброприскорень насоса

АЧХ коливань дозволяють визначати гармоніки вимушених вібрацій насоса під час його роботи. Для цього необхідно скласти амплітуди гармонік на робочій частоті та гармоніки із частотами, які кратні основній. Основна гармоніка відповідає 2000 об/хв., тобто 33 Гц. Доцільно розглядати 4-5 гармонік [87]. Отже має інтерес аналіз також 66, 99, 132 Гц і т.д.

Теоретичне моделювання дає змогу розглянути вібрацію насоса та побудувати просторову форму вимушених коливань на робочій частоті. При цьому, можна бачити, місце на корпусі насоса, яке відтворює найбільші рівні вібрацій, а отже є цікавим для встановлення датчиків заміру вібрацій. Відповідна форма вимушених коливань на частоті 33 Гц

представлена на рис. 2.18. Наочним є також зображення просторової форми вимушених коливань насоса у розрізі (рис. 2.18 б).

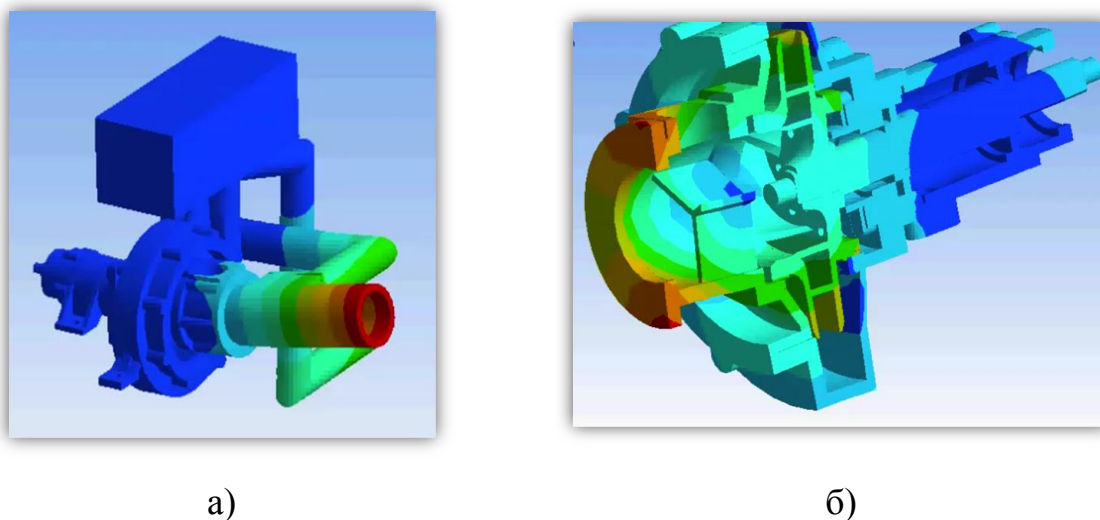


Рисунок 2.18 – Просторова форма вимушених коливань насоса на основній частоті навантаження 33 Гц

Аналіз наведених результатів дозволяє зробити висновок, що найбільші амплітуди вібрацій на номінальному робочому режимі спостерігаються на входному патрубку насоса. Слід відмітити, що відповідне місце є легко доступним для встановлення вимірювальної апаратури під час проведення експериментальних досліджень вібрацій насоса, який встановлений на пожежному автомобілі.

Попередні дослідження були проведені для справного насоса. Загальна ж ідея діагностики насоса полягає у визначенні закономірностей зміни вібрацій насоса, що має приховані дефекти. Тому наступним кроком у дослідженні є моделювання вібрацій насоса із дефектами.

На рис. 2.19 представлені узагальнені дані по несправностях, що найчастіше спостерігаються при експлуатації насосів [23, 99-101]. Це є послаблення кріплень насоса до рами автомобіля, несправності у підшипникову вузлі, пошкодження або засмічення робочого колеса, поява кавітаційних режимів та втрата герметичності. Більшість зазначених

несправностей призводить до збільшення вібрацій. При чому, до прихованих дефектів слід віднести несправності у підшипниках та у робочому колесі [102].

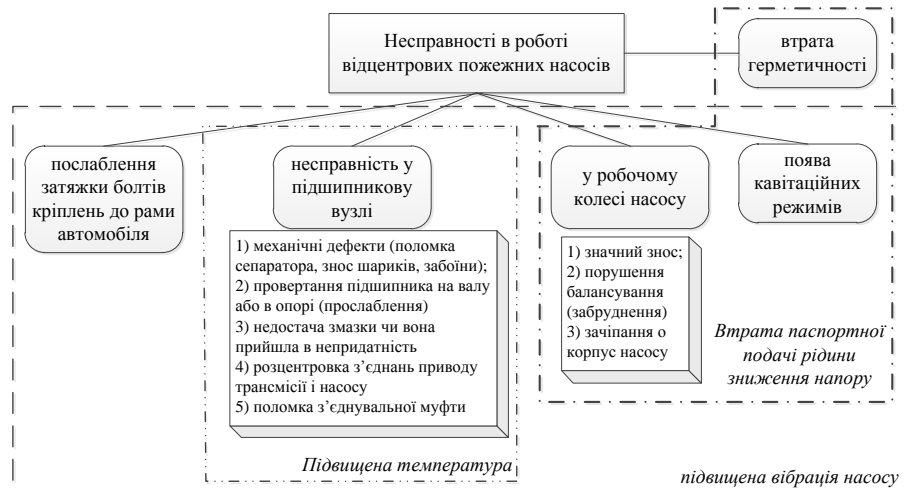
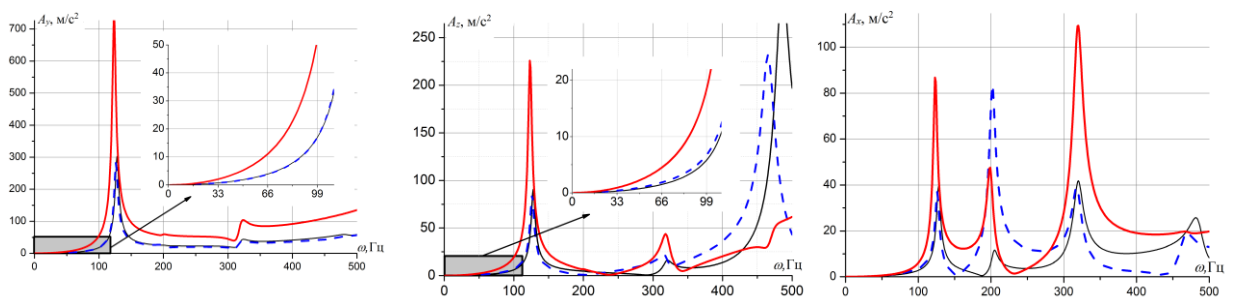


Рисунок 2.19 – Зведені данні по подіях виходу з ладу елементів пожежних відцентрових насосів

В даній роботі, зокрема, наведені дослідження вібрацій насоса, що має дефекти у підшипниковому вузлі. При цьому, моделювали два окремих випадки частковий дефект, що проявляється у послабленні посадки вала у внутрішньому кільці підшипника та повне руйнування підшипника. Відповідні амплітудно-частотні характеристики віброприскорень [87] наведені на рис. 2.20.



вертикальний напрям
(Y)

осьовий напрям (Z)

горизонтальний напрям
(X)

Рисунок 2.20 – АЧХ віброприскорень насоса, який має послаблення посадки вала в підшипниках (пунктир) та повністю зношений підшипник (суцільна лінія)

На рис. 2.21 наведені узагальнені результати по 4 перших гармоніках. На цих графіках представлені відносні величини, тобто те як змінюються гармоніки залежно від ступеня зношеності підшипника. Можна побачити, що перші три гармоніки при зношеності підшипника здатні збільшитись у три рази по вертикальному та осьовому напрямку, а у горизонтальному напрямі у понад 1,5 рази, а третя гармоніка – у 2 рази.

На графіках рівень технічного стану насоса визначався параметром ξ який змінюється в межах (0,1), де $\xi=0$ – становить для справного насоса, а $\xi=1$ – для насоса, що має пошкодження здатне раптово вивести насос із ладу.

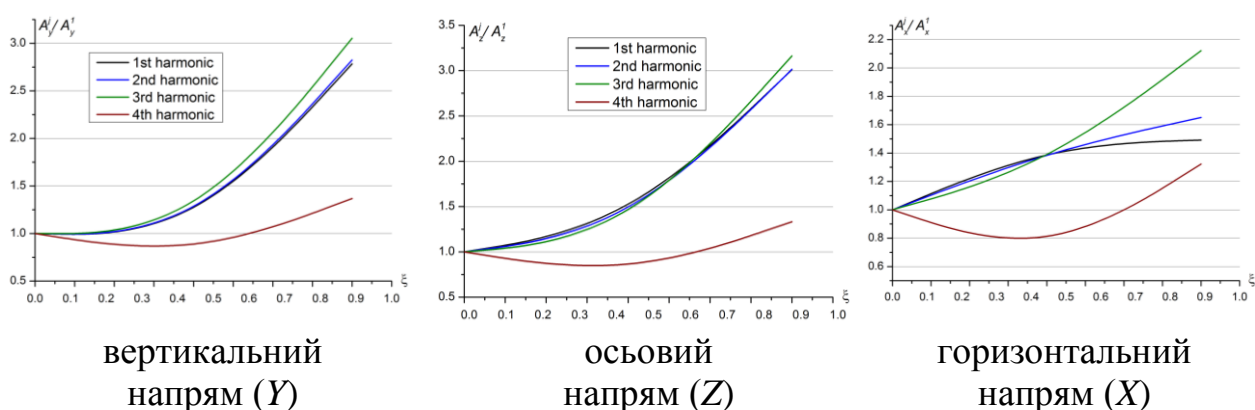


Рисунок 2.21 – Залежності відносної змін гармонік вібрацій від ступеня зносу підшипника (на графіках подані значення, що віднесені до відповідних значень тих самих гармонік в недефектному стані)

Схожі дослідження проведені і з моделюванням засмічення робочого колеса, яке моделювалось додаванням зосередженої маси до лопаті колеса. Для такої оновленої моделі було проведено дослідження гармонійних коливань за алгоритмом, що збігається із аналізом вимушених коливань насоса із пошкодженим підшипниковим вузлом [68].

Відповідні результати наведені на рис. 2.22 та 2.23.

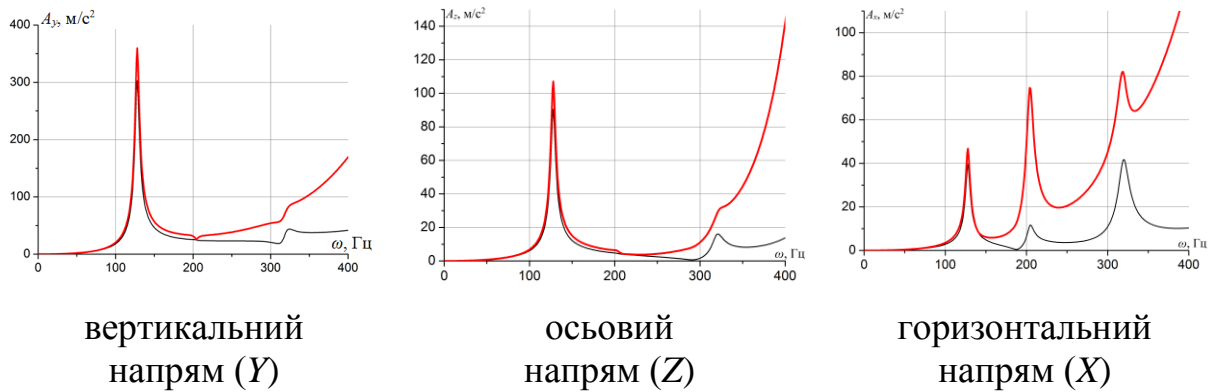


Рисунок 2.22 – АЧХ віброприскорень насоса, який має засмічення робочого колеса

Засмічення рівномірно підвищує старші гармоніки у межах 25%. Так, лише 5 гармоніка вібрацій у вертикальному напрямі отримала значне збільшення (у 2 рази).

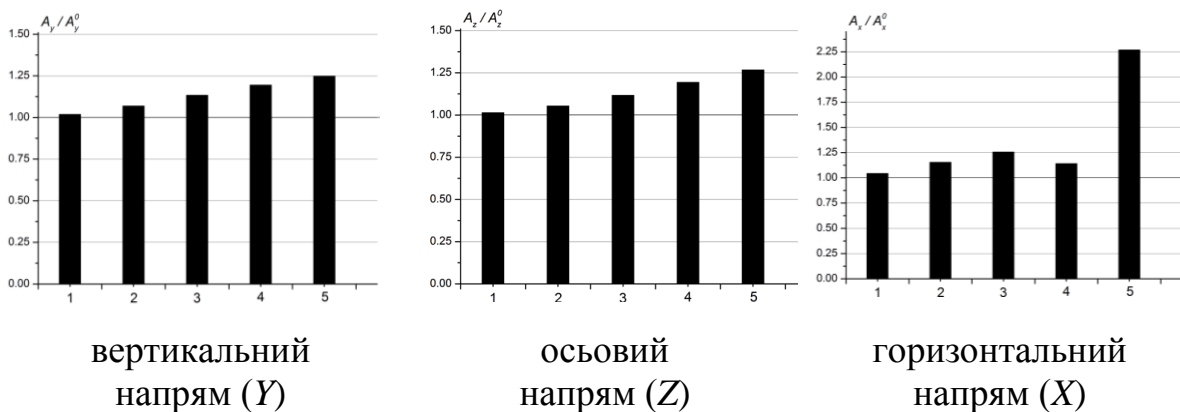


Рисунок 2.23 – АЧХ віброприскорень насоса, який має послаблення посадки вала в підшипниках (пунктир) та повністю зношений підшипник (суцільна лінія)

Отримані АЧХ коливань та залежності змін різних гармонік від ступеня технічного стану насоса дозволяють провести оцінку рівня вібрації насоса під час його роботи. Для цього, найбільш простою оцінкою доцільно розглядати середньоквадратичні значення амплітуд гармонік, які визначаються за такими формулами:

$$\psi_x = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{k=1}^n a_{xk}^2}, \quad \psi_y = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{k=1}^n a_{yk}^2}, \quad \psi_z = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{k=1}^n a_{zk}^2}, \quad (2.34)$$

де ψ_x , ψ_y , ψ_z – середньоквадратичні значення (с.к.з.) вібрацій по різних напрямках, a_{xk} , a_{yk} , a_{zk} – амплітуди коливань у відповідному напрямі на k -й гармоніці, тобто a_{x1} – це амплітуда коливань у горизонтальному напрямі на частоті 33 Гц, n – кількість гармонік, що формують вібрації (у роботі обмежувались 4 гармоніками).

Використовуючи вираз (2.34) та результати, що наведені на рис. 2.21, можна отримати більш загальні результати відносного с.к.з. по різних напрямках вібрацій. Відповідні графіки показані на рис. 2.24 а. На рис. 2.24 б представлено графік залежності модуля сумарного вектора відносних с.к.з. вібрацій насоса, тобто представлений отриманий із залежностей, які показані на рис. 2.24 а та характеризують відносну зміну загальних рівнів вібрацій при погіршенні технічного стану насоса, що викликані дефектами у підшипниковому вузлі.

$$\psi_0 = \sqrt{\psi_x^2 + \psi_y^2 + \psi_z^2}. \quad (2.35)$$

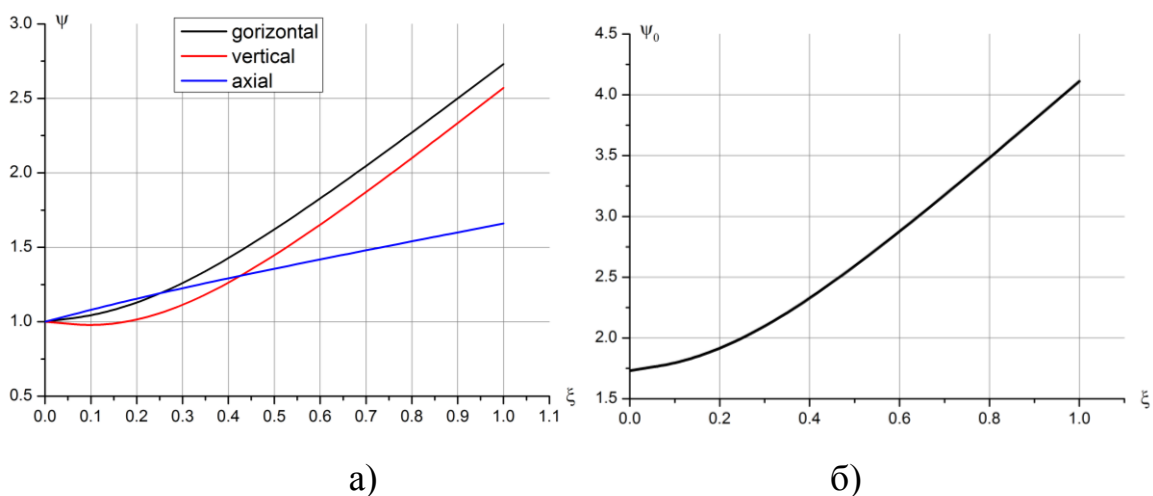


Рисунок 2.24 – Залежності відносного с.к.з по різних напрямках вібрацій (а) та відносного сумарного с.к.з. (б) від ступеня зносу підшипника

2.5. Визначення розрахунковим методом показників ефективності застосування відцентрових пожежних насосів за вібраційними ознаками

Таким чином, в даній роботі вдалось встановити залежність між рівнем вібрацій та технічним станом насоса. Використовуючи зазначену залежність можна по реєстрації рівнів вібрацій ідентифікувати технічний стан відцентрового пожежного насоса, та оцінити вплив цього стану на ефективність застосування насоса під час оперативних дій з ліквідації пожеж. Вплив рівня технічного стану на різні показники ефективності детально проаналізовано у другому розділі.

Для практичних потреб було б доречно мати аналітичний вираз, який дозволяє за математичною формулою розраховувати рівень технічного стану відповідно до визначеного рівня вібрацій. Для досягнення цієї мети необхідно побудувати апроксимацію кривої, що представлена на рис. 2.24 б.

Задана крива найближче відповідає параболічному вигляду тому доцільно її представити у якості квадратичного тричлена

$$\psi(\xi) = c_1 \xi^2 - c_2 \xi + c_3, \quad (2.39)$$

де c_1, c_2, c_3 – параметри апроксимації, які мають бути визначені так аби задовольнити кривій, що наведена на рис. 2.24 б.

В даній роботі теоретичні закономірності було визначено у відносних величинах, що дає можливість використовувати їх у більш загальних випадках, коли умови формування вібрацій відмінні від тих, що закладались в теоретичних розрахунках. Тобто за одиницю приймались с.к.з. вібрацій для насоса без дефектів (у справному стані). Отже, нормовано було значення с.к.з. вібрацій по окремих напрямках в той же час,

загальний рівень вібрацій, який є геометричною сумою нормованих величин і для насоса у справному стані дорівнює 1,732. На практиці використання цього значення може бути не дуже зручним тому пропонується апроксимацію (2.36) проводити також для величини нормованої, тобто

$$\varphi(\xi) = \frac{\psi(\xi)}{\psi(0)} = \frac{c_1}{\psi(0)} \xi^2 - \frac{c_2}{\psi(0)} \xi + \frac{c_3}{\psi(0)} = \bar{c}_1 \xi^2 - \bar{c}_2 \xi + 1. \quad (2.37)$$

Процедура апроксимації нормованої кривої для залежності рівня вібрацій від рівня технічного стану відцентрового насоса призводить до визначення двох параметрів, які задані у таблиці 2.4.

Таблиця 2.4 – Параметри апроксимації

	Параметр			
	\bar{c}_1	\bar{c}_2	k_1	k_2
Значення параметра	1,3	0,07	0,027	0,77

Застосування визначеної залежності для оцінки впливу технічного стану насоса на ефективність його застосування по визначених рівнях вібрацій потребує знання оберненої формули, тобто можливості визначати технічний стан насоса за рівнями вібрацій. Виведення такої формули може бути знайдено з виразу (2.37)

$$\xi = \frac{\bar{c}_2 \pm \sqrt{\bar{c}_2^2 - 4\bar{c}_1(1-\varphi)}}{2\bar{c}_1}. \quad (2.38)$$

Враховуючи, що $\varphi \geq 1$ вираз під коренем є додатнім і має оцінку

$$\sqrt{\bar{c}_2^2 - 4\bar{c}_1(1-\psi)} = \sqrt{\bar{c}_2^2 + 4\bar{c}_1(\psi-1)} \geq |\bar{c}_2|. \quad (2.39)$$

Отже, формула (2.38) дає два розв'язки один з яких є від'ємним а другий – додатнім. Оскільки, параметр технічного стану за своїм визначенням (тим як він був введений в даній роботі) є обмеженим $0 \leq \xi \leq 1$, то від'ємний розв'язок відкидаємо і отримаємо формулу

$$\xi = k_1 + \sqrt{k_1^2 + k_2(\psi-1)}, \quad (2.40)$$

$$k_1 = \frac{1}{2} \frac{\bar{c}_2}{\bar{c}_1}, \quad k_2 = \frac{1}{\bar{c}_1}. \quad (2.41)$$

Графік залежності технічного стану відцентрового пожежного насоса від відносного рівня підвищення вібрацій подано на рис. 3.25.

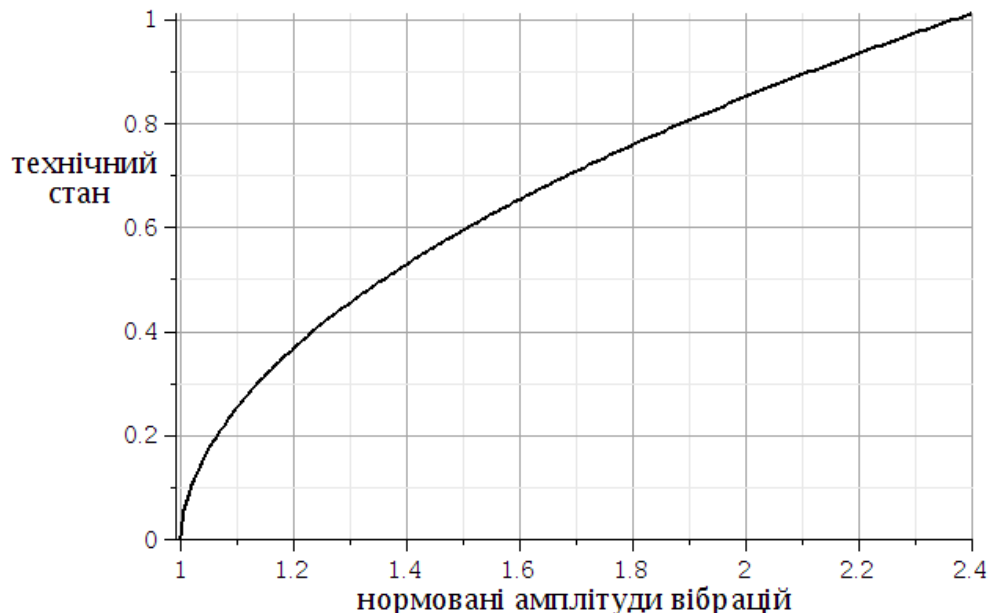


Рисунок 2.25 – Графік залежності технічного стану відцентрового пожежного насоса від відносного рівня підвищення вібрацій

Отже, застосовуючи формулу (2.40) можна отримати залежності для основних показників ефективності роботи відцентрових пожежних насосів ПН-40УВ, що були розглянуті в 2-му розділі.

Однією з таких характеристик є інтенсивність подачі вогнегасної рідини в осередок пожежі в житлово-офісній будівлі залежно від поверху, на який необхідно подавати воду [103-106]. Відповідний вираз задається співвідношенням (2.23), який з урахуванням (2.40) матиме такий вигляд:

$$I = \frac{Q}{S_T} = \frac{1}{S_T} \sqrt{\frac{a_0 \exp(-\lambda_{\xi} [k_1 + \sqrt{k_1^2 + k_2(\psi - 1)}]) - H_{CB} - z}{S_c + b}}. \quad (2.42)$$

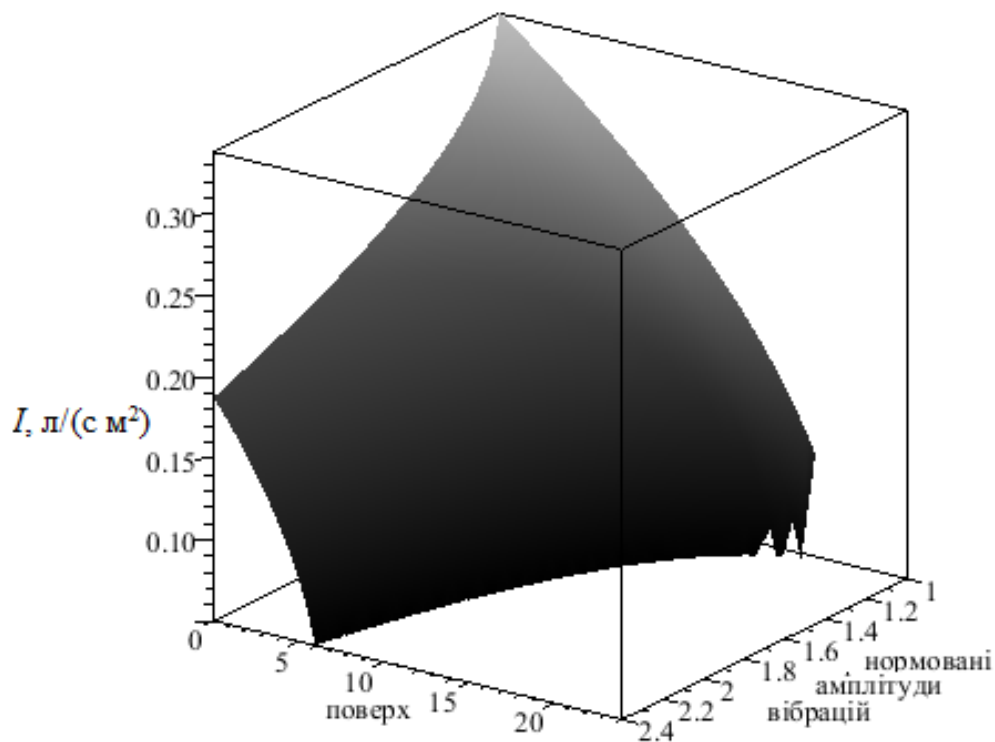


Рисунок 2.26 – Залежність інтенсивності подачі води від відносного рівня підвищення вібрацій насоса та від поверху будівлі, на який необхідно подавати воду (подача зі ствола РС-50)

Аналогічно отримаємо вираз для характеристики насоса покривати певну площу пожежі із заданою інтенсивністю залежно від технічного стану насоса, що задається відносним рівнем підвищення вібрацій.

Ця характеристика визначається ітеративним рішенням рівняння (2.24), яке задається з урахуванням (2.40)

$$(S_c + b) \cdot I^2 S_T^2 - a_0 \exp(-\lambda_\xi [k_1 + \sqrt{k_1^2 + k_2(\psi - 1)}]) + H_0 \cdot \exp\left(\frac{1.7 \cdot \sqrt{S_T}}{R_0}\right) = 0. \quad (2.43)$$

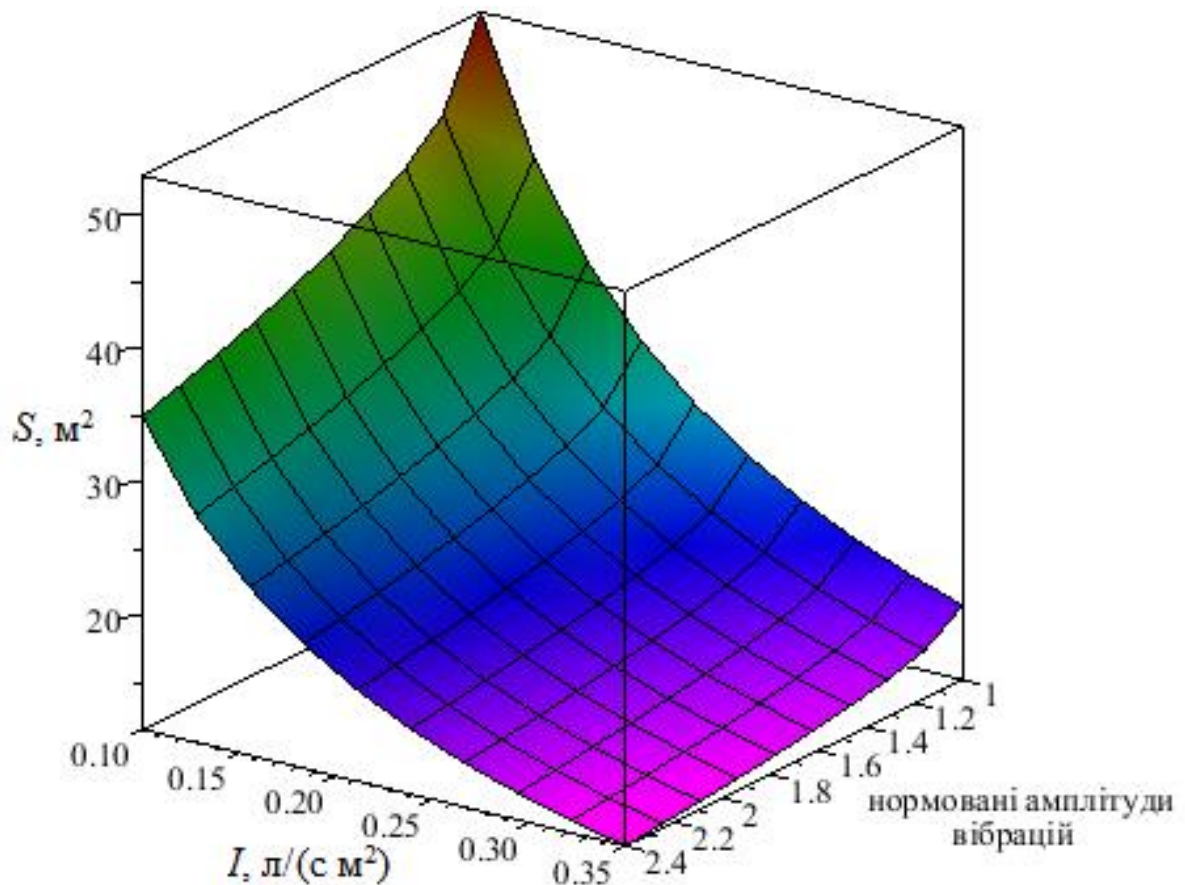


Рисунок 2.27 – Залежність площі гасіння, яку можна охопити відцентровим насосом, залежно від інтенсивності подачі вогнегасної речовини на цю площу та рівня його технічного стану, який задається відносним рівнем підвищення вібрацій

Рівняння (2.43) є співвідношенням, що визначає залежність площі пожежі ST , що може бути покрита із заданим рівнем інтенсивності подачі вогнегасної рідини I відцентровим пожежним насосом із певним рівнем технічного стану, який визначається відносним рівнем підвищення вібрацій ψ , що може бути визначений експериментально під час ТО насоса. Рівняння розв'язується відносно ST при заданих I та ψ . Результати чисельних розрахунків подані у вигляді поверхні відгуку (рис. 2.27).

2.6. Висновки розділу

Даний розділ присвячено теоретичному моделюванню вібраційного стану відцентрового пожежного насоса ПН-40УВ, що супроводжує його роботу. Відповідне математичне моделювання виконувалось за допомогою сучасних комп'ютерних технологій. До найбільш суттєвих висновків слід віднести таке:

1. Розроблено універсальну математичну модель відцентрових пожежних насосів на основі методу скінчених елементів із використанням сучасних комп'ютерних засобів, які дозволяють проводити аналіз динамічних характеристик насоса у тому числі із наявністю дефектів.

2. Проведено перевірку адекватності створених моделей, що показала добру узгодженість власних частот коливань окремих деталей насоса отриманих на основі моделі та в рамках експериментальної перевірки. Розбіжність між теоретичними та експериментальними даними не перевищує 10%.

3. На основі створених моделей проведено дослідження з формування вібрацій. Визначено закономірності впливу характерних прихованих дефектів насоса на спектри його вібрацій. Так, виявлено, що пошкодження підшипника здатне збільшити амплітуди перших трьох гармонік вібрацій в осьовому та вертикальному напрямках майже у 3 рази, а

у горизонтальному напрямку – більш ніж на 50%. Аналогічно отримано закономірності збільшення вібрацій насоса внаслідок засмічення робочого колеса, які показали, що наявність відповідного дисбалансу призводить до збільшення старших гармонік вібрацій в на 15-25%.

4. Визначено залежності зміни показників ефективності використання відцентрового пожежного насоса від рівня технічного стану, що задається відносними показниками підвищення вібрацій насоса в експлуатації.

РОЗДІЛ 3

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРАЦІЙНИХ ПРОЦЕСІВ, ЯКІ ВІДБУВАЮТЬСЯ ПІД ЧАС РОБОТИ ВІДЦЕНТРОВОГО ПОЖЕЖНОГО НАСОСА ТИПУ ПН – 40 УВ

В даному розділі розглянуто експериментальні випробування відцентрового пожежного насоса для подачі вогнегасних речовин, який встановлено на аварійно-рятувальному автомобілі. Наведено аналіз комплексного вивчення формування вібраційного стану пожежного насоса, який не має дефектів (новий, справний насос). Проведені дослідження визначають характерні особливості параметрів вібрацій насоса, що є еталонними та шляхом порівняння із аналогічними характеристиками вібрацій насоса із пошкодженнями та дефектами визначають діагностичні критерії та ознаки.

3.1. Методика проведення експериментальних досліджень

В основі методики є проведення серії експериментальних досліджень на різних режимах та за різних умов роботи пожежного насоса ПН-40 УВ. Зазначені дослідження спрямовані на визначення закономірностей зміни вібраційних характеристик насоса внаслідок наявності того чи іншого дефекту. Відцентровий пожежний насос є складною динамічною системою в якій наявність дефекту змінює динамічну поведінку. Таким чином, порівняльний аналіз змін у динаміці системи в порівнянні із еталоном дає можливість сформулювати ознаки прихованих дефектів усередині насоса, а отже дозволяє проводити діагностування його технічного стану.

До динамічних ознак, що супроводжують роботу насоса та формують його динамічну поведінку відносять спектри вібрацій, власні частоти та просторові форми коливань на яких відбувається вібрація.

Реальна вібрація насоса не є лише гармонічним процесом, а завжди є полігармонічною, що відбувається внаслідок існування нерівномірності ходу двигуна, наявності малих прихованих дефектів (причому не лише у насосі але й двигуні, або коробці відбору потужності). Крім того вібрації можуть супроводжуватись випадковими складовими. Тому важливими параметрами, що описують вібрації справного (нового) насоса є спектр його вібрацій на різних режимах роботи.

Власні частоти системи є одними із найбільш важливих параметрів, оскільки відображають власні властивості самого насоса. Зазвичай наявність дефектів (особливо дефектів послаблення) здатна призвести до зміни у жорсткі динамічної системи, що представляє собою пожежний насос, і, як наслідок, до зміни у спектрі власних частот коливань, а також до зміни просторових форм коливань.

Пожежний насос відтворює випадкові коливання внаслідок дії широкосмугового вібраційного шуму, що супроводжує роботу двигуна автомобіля та накладається на вимушену гармонічну складову, що формується навколо обертання ротора. А реакція будь-якої динамічної системи на широкосмуговий сигнал є найбільш істотною на власних частотах цієї системи. Отже вібрація насоса складається із полігармонічного сигналу та випадкового спектра, який накладається на цей сигнал та має локалізацію навколо власних частот. Випадкова складова особливо суттєва при роботі насоса із рідиною оскільки супроводжується турбулентними пульсаціями води, що перекачується. Тут важливо відмітити, що власні частоти систем є незалежними від частоти обертання ротора тобто можуть бути легко відокремлені від решти частотного спектра шляхом порівняння спектрів, що отримані для однакової системи на різних швидкостях обертання ротора. Отже, в рамках натурних досліджень необхідно проводити окремі вимірювання на різних швидкостях обертання ротора насоса, а не лише на фіксованій робочій

частоті. В рамках даного дослідження проводились вимірювання окремо на трьох фіксованих значеннях обертання ротора 1000, 1500 та 2000 об/хв. Окремо проводилось вимірювання прогонки насоса, тобто швидкість обертання ротора збільшувалась поступово від 800 до 2100 об/хв.

Наступною ознакою є зміна у просторовій формі вібрації. Дійсно внаслідок наявності деяких дефектів може відбутись перерозподіл жорсткості системи оскільки змінюється форма руху точок насоса під час вібрацій. Натурне дослідження зазначеного явища може бути реалізоване при аналізі орієнтації результуючого вектора віброприскорення. Для цього аналізу є необхідним побудова просторової проекції віброприскорення, що може бути відтворена внаслідок вимірювання вібрацій у зазначеній точці в різних напрямках.

Для аналізу впливу різних чинників але на фіксованій швидкості обертання ротора в дисертації аналізувалась вібрація, що виникає під час роботи насоса на трьох окремих режимах.

1. Першим режимом був режим роботи насоса, що заповнений водою проте не реалізує подачі рідини – це є режим «нагріву», який використовують у прохолодні пори року з метою прогрівання робочого колеса та корпусу насоса. Такий режим є зручним під час практичної діагностики оскільки не потребує заходів із відведення вогнегасної рідини, що під великим тиском виходить із насоса. Окрім цього даний режим є високо навантаженим завдяки впливу випадкового навантаження від турбулентно-кавітаційного потоку, що реалізується всередині корпусу насоса під час цього режиму.

2. Наступним режимом є режим роботи насоса без вогнегасної рідини всередині. Даний режим так само є зручним з точки зору практичного проведення діагностики та є мало навантаженим і не супроводжується сильною дією випадкового навантаження.

3. Останній режим, на якому проводились випробування був режим нормальної роботи, коли насос подає рідину із автоцистерни через рукав на об'єкт пожежогасіння.

Усі отримані вібраційні сигнали підлягали спектральному аналізу з використанням алгоритму дискретного перетворення Фур'є [90] із застосуванням сучасних програмних комплексів.

Окремої уваги заслуговує спектральний аналіз вібраційного сигналу під час прогонки насоса від холостого ходу до максимальної частоти обертання ротора. Для виявлення залежності спектра відгуку системи від частоти зовнішнього впливу (швидкості обертання ротора) зафіксований сигнал розбивався на окремі часові проміжки на кожному з яких проводилось визначення спектра відгуку через дискретне перетворення Фур'є. Далі відбувалась побудова карти (поля) зазначених результатів: по осях координат відкладались час зареєстрованого сигналу, що однозначно відповідає швидкості обертання ротора, а по другій осі – частоти, на яких відбуваються вібрації насоса, а рівень амплітуди коливань на цих частотах відрізнявся кольором (найбільші амплітуди чорним кольором, а найменші – білим). Така процедура має назву віконного перетворення Фур'є.

Математично віконне перетворення Фур'є відрізняється від звичайного наявністю віконної функції, яка залежить від двох змінних часу та часового зсуву. Варіювання останнім дає змогу побудувати спектр сигналу $a(t)$

$$s_n(\tau) = \frac{1}{T} \int_0^T a(t) \varpi(t - \tau) \exp(-i\omega_n t) dt, \forall n \quad (3.1)$$

У випадку дискретного сигналу, як під час вібродіагностики, аналогічне вікно слід застосовувати до прямого дискретного перетворення Фур'є. У цьому випадку вікно також вважатимемо дискретним та отримаємо матрицю

$$C_{lm} = \sum_{k=0}^{N-1} a(t_k) \cdot \varpi[m-k] \cdot \exp\left[-i \cdot \frac{2\pi}{N} lk\right] \quad (3.2)$$

Строки матриці складаються з векторів миттєвих спектрів. Звичайно матриця є комплексною – квадрат модуля значень цієї матриці дає змогу аналізувати поле зміни частоти у часі і зветься спектрограмою. Функції вікна можуть мати різну аналітичну форму – в даній роботі використовувалось звичайне прямокутне вікно, тобто сигнал за межами вікна відсікався. На рис. 3.1 подано схему зазначеного аналізу.

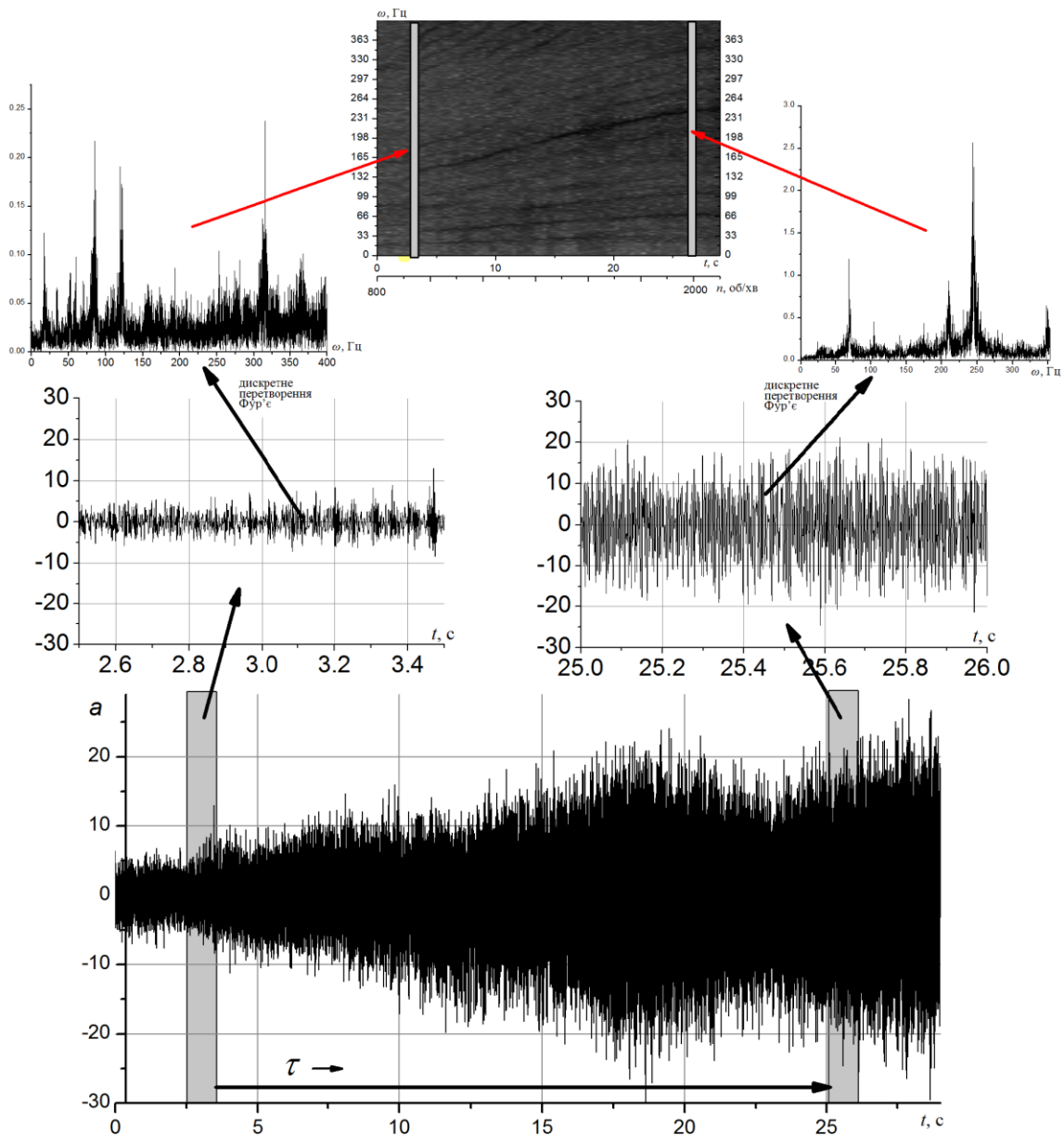


Рисунок 3.1 – Віконне перетворення Фур'є

Для вдалої реалізації цієї процедури необхідно мати запис вібрацій із досить великим проміжком часу. Так, в даній роботі реєстрації зазначеного сигналу проводились в середньому 40 секунд (є записи 30 секунд та є майже 60 секунд: суттєвий розкид пов'язаний із людським фактором, оскільки швидкість ротора задавалась у ручному режимі). Крім того, такий великий проміжок розгону ротора дозволяє мати необхідну малу швидкість приросту частоти обертання ротора, що дає змогу в кожному інтервалі часу мати майже стаціонарний режим.

3.2. Експериментальні дослідження вібраційних коливань у різних точках поверхні відцентрового пожежного насоса під час його роботи

В рамках задач експериментальних досліджень було поставлено проблему визначення закономірностей формування вібраційного стану пожежного насоса. Випробування проводились на робочому аварійно-рятувальному автомобілі з встановленим на ньому відцентровим пожежним насосом ПН – 40 УВ. (рис. 3.2). Використовувався вимірювальний комплекс «Ультра-В-І» [107], який розроблений на кафедрі динаміки та міцності машин Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» (м. Харків, Україна). Вимірювальний комплекс складається з (рис. 3.2): датчика віброприскорень, що оснащений мікроелектромеханічним ємнісним сенсором; аналого-цифрового перетворювача (АЦП) та портативного комп'ютера.

Під час випробувань із наведеним вимірювальним комплексом використовувався датчик віброприскорень ВДК-3, який оснащений сенсором ADXL250 (виробництво Analog Device, США). Даний датчик є ємнісним та дозволяє проводити заміри віброприскорень із амплітудами в

діапазоні 0,5 до 40 м та в частотному діапазоні від 1 до 400 Гц. Габаритні розміри: ширина 75 мм, висота 80 мм, товщина 30 мм. Загальна маса 134 г. Датчик через кабель під'єднаний до АЦП і комп'ютера (рис. 3.2). При цьому використовувався АЦП ADA-1406 (ХОЛІТ Дейта Системс, Україна). «Ультра-В-І» має дійсне свідоцтво про Державну метрологічну атестацію і дозволяє проводити вимірювання віброприскорень у точці конструкції за двома напрямками.

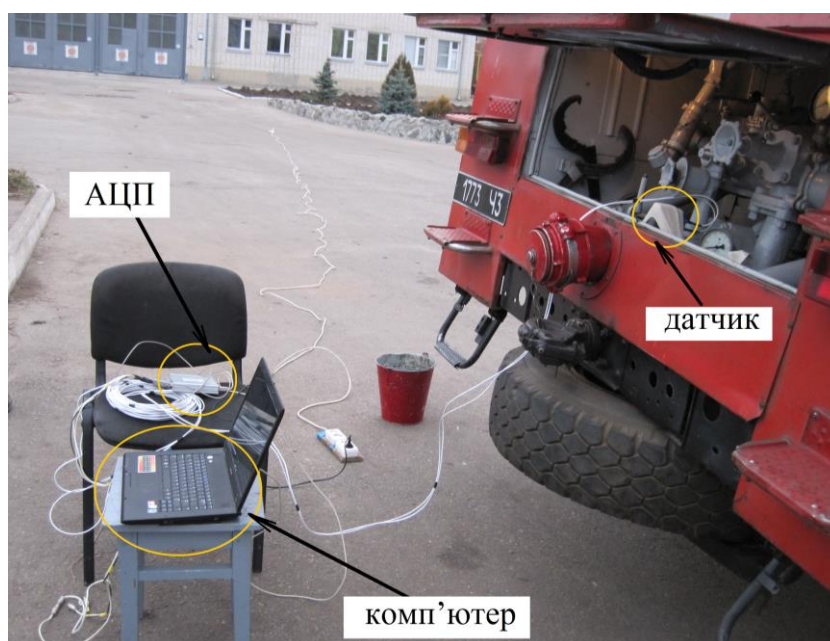


Рисунок 3.2 – Вимірювальний комплекс «Ультра-В-І» під час експериментальних досліджень

Під час випробувань вібрацій насоса на пожежному автомобілі вимірювання проводилось в трьох напрямках: осьовому (Z), вертикальному (Y) та горизонтальному (X), датчик встановлювався на всмоктувальному патрубку (рис. 3.3).

Вібрації насоса відбуваються внаслідок наявності деякого незначного (або суттєвого) дисбалансу у системі та завдяки енергії обертання ротора, який з'єднує робоче колесо насоса із двигуном автомобіля через коробку відбору потужності. Отже вібрації, що

супроводжують роботу насоса викликані обертанням, яке діє як вимушений фактор. При цьому, із збільшенням швидкості обертання ротора збільшується рівень динамічного навантаження, а сама швидкість визначає частоту основної гармоніки навантаження під час обертання ротора. Отже важливим параметром, що дозволяє аналізувати вібрації пожежного насоса є частота обертання його ротора.

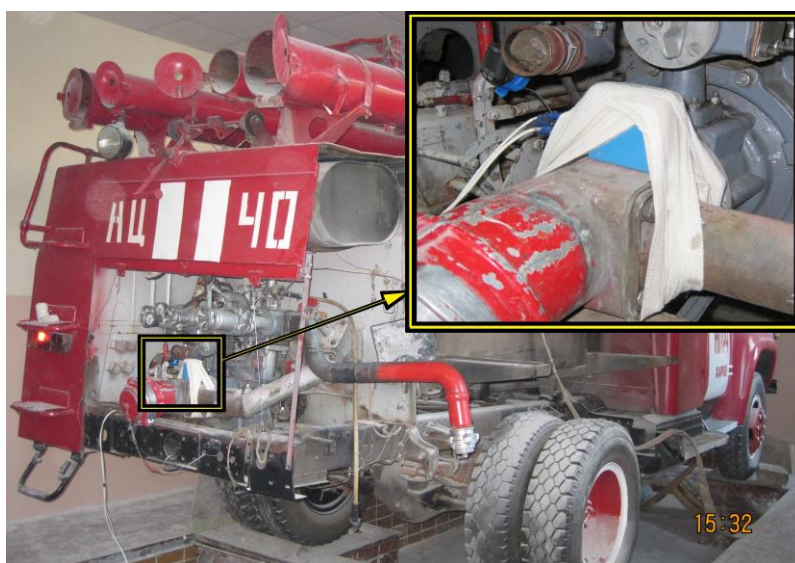


Рисунок 3.3 – Розміщення датчика вібрацій на корпусі насоса біля всмоктувального патрубку

Слід відмітити, що обертання ротора не є чітко зафіксованим внаслідок існування нерівномірності ходу двигуна, крім того керування швидкістю обертання ротора пожежного насоса реалізується у ручному режимі, тобто присутній людський фактор, який не дозволяє забезпечити чітко зафіксоване значення частоти обертання ротора. Отже для аналізу вібрацій необхідно контролювати у реальному часі покази тахометра або іншого частотоміру. В даній роботі використовувався подвійний паралельний контроль за частотою обертання ротора (штатний тахометр та додатковий частотомір, який в режимі реального часу передавав дані на АЦП та паралельно до запису вібрацій зберігався на комп'ютері.

Першочерговим завданням експериментальних досліджень був аналіз вібраційного стану пожежного насоса ПН-40УВ, що не має дефектів із розглядом усіх можливих режимів.

Першим режимом є робота насоса без вогнегасної речовини із найбільшою частотою обертання ротора. Під час цих випробувань частота обертання ротора утримувалась біля максимального значення дещо більшою за 2000 об/хв (середня частота становила $\langle \omega \rangle = 37,73$ Гц, що відповідає 2264 об/хв; розкид значень частоти був зафіксований у межах від 35,67 Гц до 39 Гц (2140 об/хв – 2340 об/хв) із дисперсією $\sigma_{\omega}^2 = 0,71$ Гц²) [108].

На рис. 3.4 *a* представлено зареєстрований сигнал віброприскорень у вертикальному напрямі під час вимірювання. Із наведеного сигналу можна спостерігати наявність певної випадкової складової та полігармонічного характеру. Разом з тим часовий сигнал не має періодичних імпульсів чи інших виражених змін форми сигналу, що підтверджує відсутність дефектів та добру збірку компонентів насоса.

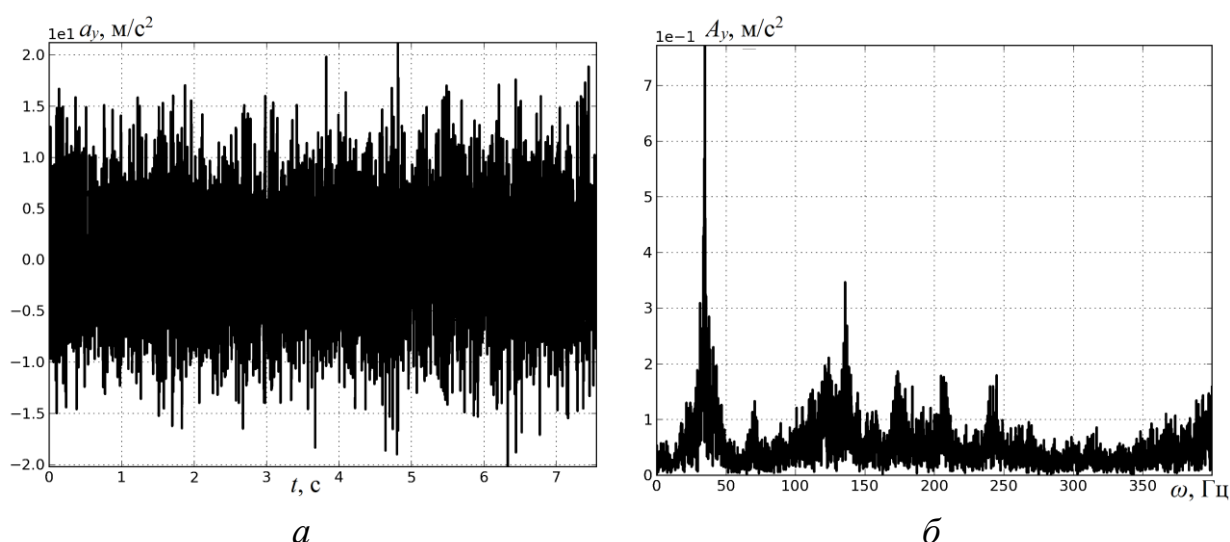


Рисунок 3.4 – Вібрації у вертикальному напрямі (Y):

a – зареєстрований сигнал віброприскорень, *b* – спектр сигналу

Спектр сигналу, що отриманий швидким перетворенням Фур'є, представлений на рис. 3.4 б. Аналіз спектра вказує на сильне домінування однієї гармоніки, що збігається за частотою із середньою частотою обертання ротора 37,73 Гц. Крім неї у спектрі із малою часткою присутня друга гармоніка середньої частоти обертання ротора, а також досить широкий із майже однаковою інтенсивністю скачок амплітуд із діапазону частот від 100 до 260 Гц, а потім схожий починаючи від 350 Гц. При цьому на зазначеному скачку можна побачити прояв 4, 5, 6 та 7 гармонік із приблизно однаковими амплітудами, що становлять 25% від амплітуди основної гармоніки. Ці скачки є резонуванням на власних частотах корпусу насоса від дії випадкового шуму та старших гармонік із малими складовими, що супроводжує роботу агрегату.

З метою підтвердження зроблених припущень доречним є аналіз вібрацій на інших швидкостях обертання ротора. Зареєстровані сигнали на частоті обертання біля 1000 та 1500 об/хв якісно є подібними до результатів наведених на рис. 3.4. Узагальненням цих результатів є «прогонка» насоса із поступовим безперервним збільшенням частоти збурення. Отже, був проведений тест під час якого швидкість обертання насоса поступово збільшувалась починаючи від 800 до 2100 об/хв. Зареєстрований сигнал, який демонструє змінну у часі частоту обертання ротора, представлений на рис. 3.5 а, а часовий сигнал із віброприскоренням – на рис. 3.5 б. Розгін проводився протягом 30 секунд [109, 110].

Отриманий запис нестационарних вібрацій був оброблений шляхом віконного перетворення Фур'є. Ширина вікна задавалась рівною 0,5 секунди. Таке значення з одного боку є достатнім для отримання коректних результатів із швидкого перетворення Фур'є в рамках кожного вікна (враховуючи, що найменша робоча частота сигналу відповідає 800 об/хв тобто 13,3 Гц, а це 10 періодів на найнижчій частоті у вікні). З

іншого боку зазначена ширина вікна дозволяє отримати результати із понад 60 вікон та, таким чином, побудувати неперервне поле зміни спектра вібрацій у часі із збільшенням частоти навантаження.

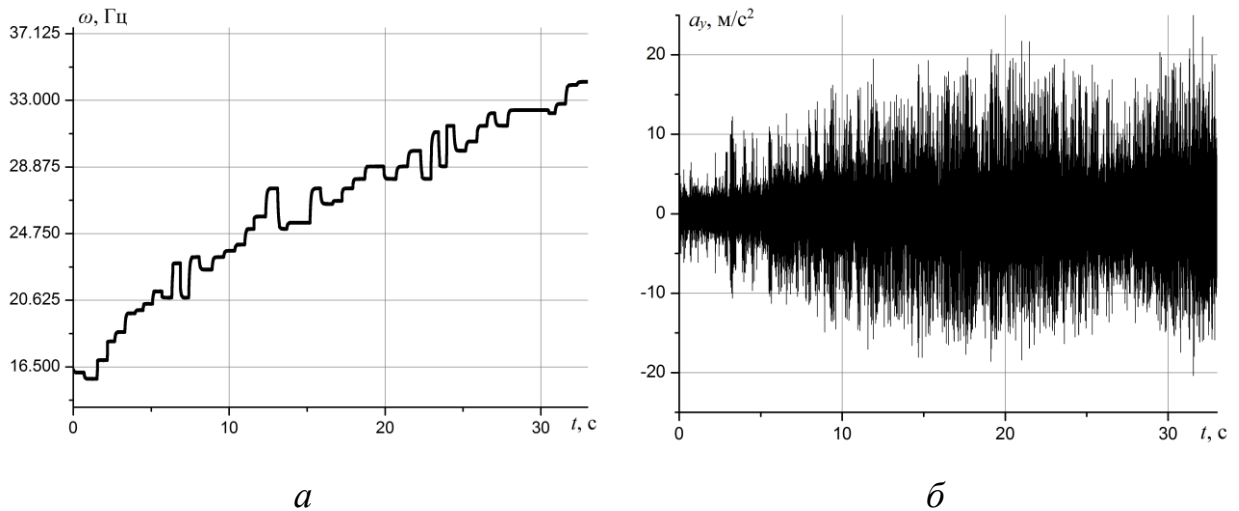


Рисунок 3.5 – Прогонка насоса:

- a* – зареєстрований сигнал з тахометра (частота обертання ротора у часі);
- б* – зареєстрований сигнал віброприскорень у вертикальному напрямі

Поле зміни у часі спектра вібрацій пожежного насоса ПН-40УВ у вертикальному напрямі показане на рис. 3.6.

Аналіз результатів вказує на суттєве домінування основної гармоніки вібрацій під час зміни частоти обертання ротора. Разом із тим підтверджується гіпотеза про наявність у спектрі вібрацій резонансної зони із діапазону частот (100 – 230) Гц. Відповідна область має по всій ширині поля рівномірну сіру смугу, яка вказує на збільшення амплітуд у зазначеній області незалежно від режиму роботи ротора. Тобто у зазначеному діапазоні частот вібрацій (вісь ординат) спостерігаються збільшені амплітуди на протязі усього часу, які не залежать від частоти зовнішнього навантаження. Більше того малі, майже відсутні на початку, старші гармоніки із ростом частоти навантаження потрапляючи до відміченої зони отримують істотне збільшення своїх амплітуд та

втрачають його виходячи із цієї області. Така сама резонансна смуга спостерігається також і у області частот у понад 360 Гц.

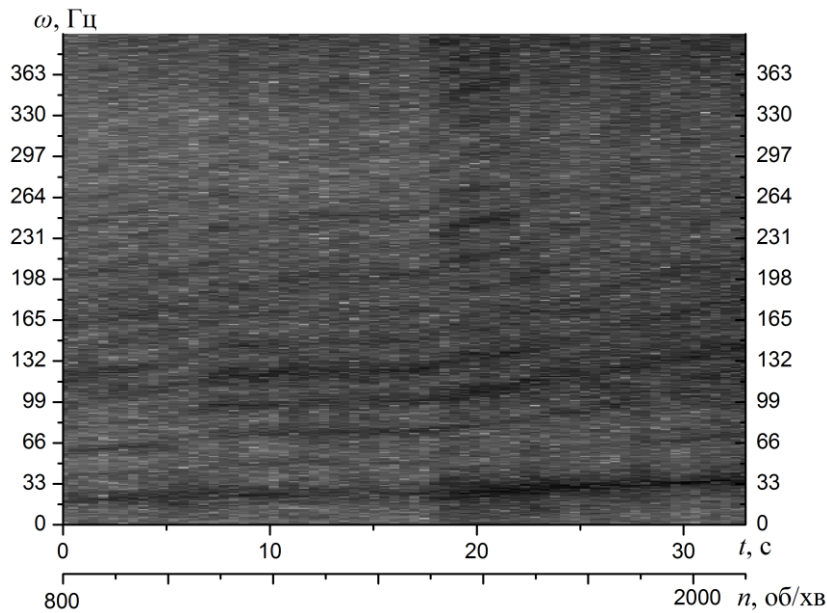


Рисунок 3.6 – Поле зміни спектра вібрацій насоса у вертикальному напрямі при «прогонці» (поступовому збільшенні частоти обертання ротора)

Проведений аналіз вібрацій насоса у вертикальному напрямі є переважно якісним. У якості параметра, що характеризує загальну кількісну оцінку вібраційного рівня, може бути використане середньоквадратичне значення віброприскорень. Для дискретного сигналу середньоквадратичне значення розраховується за формулою:

$$\psi = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{j=1}^N a_j^2}, \quad (3.3)$$

де a_j значення сигналу у момент часу t_j

На рис. 3.7 представлено графік залежності середньоквадратичного значення віброприскорень у вертикальному напрямі пожежного насоса від швидкості обертання ротора. Отримана залежність має параболічний вигляд, що добре узгоджується із відомими теоретичними положеннями,

які вказують на квадратичну залежність сил ексцентриситету від частоти обертання вала. На частоті обертання 2000 об/хв середньоквадратичне значення віброприскорень у вертикальному напрямі становило $\psi_y = 5,5$ м/с².

Окрім середньоквадратичного значення віброприскорень до кількісних параметрів, що характеризують вібраційний стан насоса, можна віднести відносний параметр, що вказує на відношення піків амплітуд гармонік, що отримані під час швидкого перетворення Фур'є сигналу, до середньоквадратичного значення. Так за вібрацій, що збуджуються під час обертання ротора на частоті 37,73 Гц, відношення амплітуди першої гармоніки до середньоквадратичного значення становить близько 15%, друга гармоніка 2,5%, а 3, 4, 5 та 6 приблизно 4%.

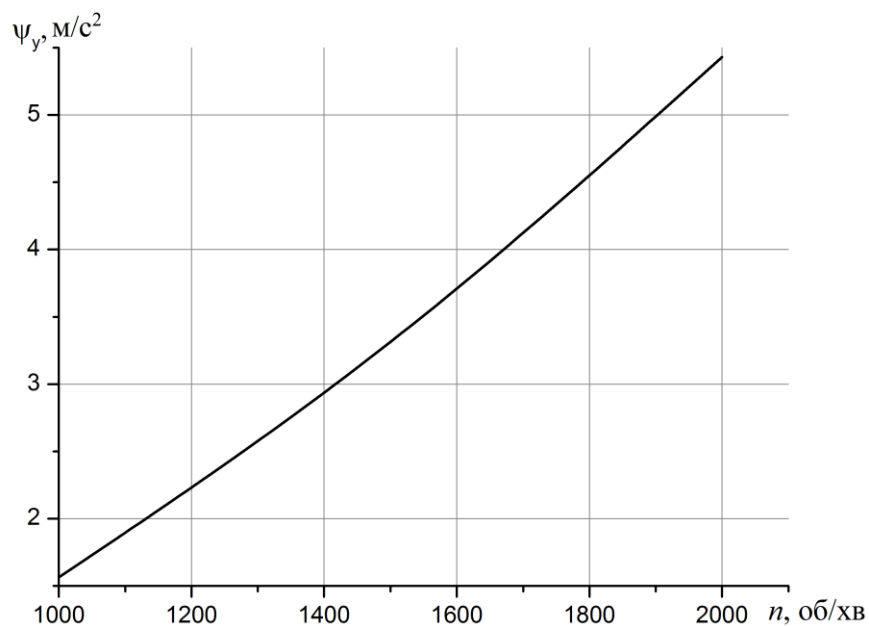


Рисунок 3.7 – Залежність с.к.з. вібрацій насоса у вертикальному напрямі від частоти обертання ротора

Аналогічні дослідження вібрацій на тому самому режимі (без вогнегасної рідини) та у тій самій точці на всмоктувальному патрубку насоса було проведено для вібрацій у осьовому та горизонтальному

напрямах. Спектри зареєстрованих сигналів, що отримані швидким перетворенням Фур'є подані на рис. 3.8.

Отриманий спектр для вібрацій в осьовому напрямі має майже однакові за амплітудами 1-у, 3-ю, 4-у, 5-у та 6-у гармоніки основної частоти та дещо меншу амплітуду 2-ї гармоніки. Відношення амплітуд гармонік до загального рівня середньоквадратичного значення віброприскорень у осьовому напрямі становить для першої та п'ятої гармонік 7 %, для 3 та 4 – 5,3%, для 6 – 4,7%, а для 2 гармоніки – 3,3%. На частоті обертання 2000 об/хв середньоквадратичне значення віброприскорень в осьовому напрямі становить $\psi_z = 4,2 \text{ м/с}^2$.

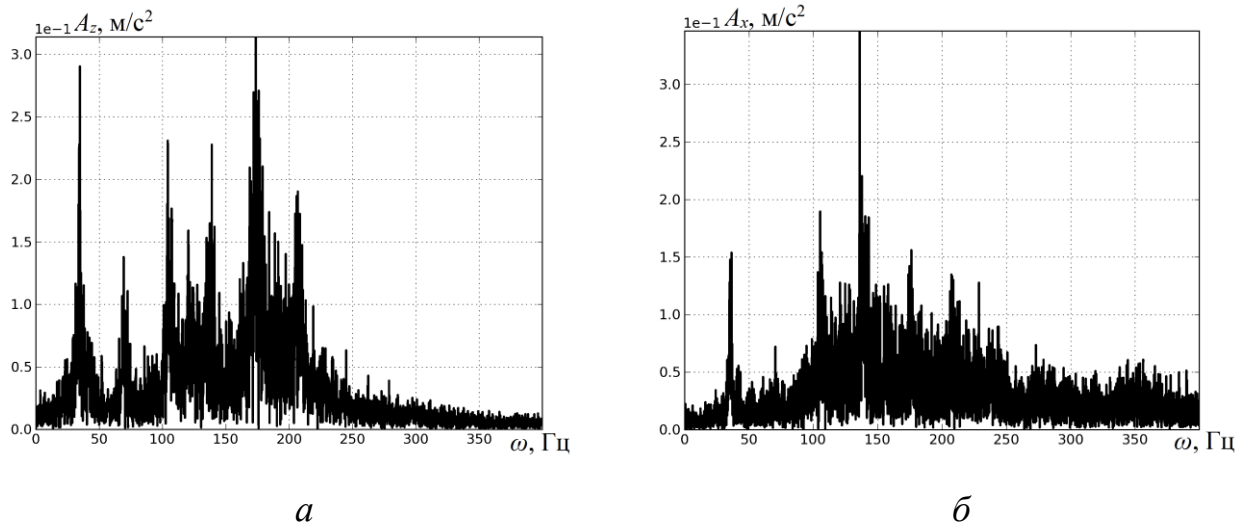


Рисунок 3.8 – Спектри вібрацій в осьовому (а) та у горизонтальному (б) напрямках, що отримані швидким перетворенням Фур'є

Спектр вібрацій в горизонтальному напрямі має ті самі гармоніки, що і спектр у вертикальному та осьовому напрямках. Основна відмінність у сильному домінуванні 4 гармоніки порівняно із усіма іншими. Поясненням такого домінування може бути у збіг горизонтального напрямку із основним напрямом власної форми коливань насоса, що раніше резонує у зазначеному діапазоні частот.

На частоті обертання 2000 об/хв середньоквадратичне значення віброприскорень у горизонтальному напрямі становить $\psi_x = 3,9 \text{ м/с}^2$.

Відношення амплітуд гармонік до загального рівня середньоквадратичного значення віброприскорень у горизонтальному напрямі становить для першої гармоніки 3,85 % для другої гармоніки майже 2%, для третьої – 5%, для 4 – 10%, для 5 – 4%, а для 6 та 7 гармонік – 3,5%.

Аналіз вібрацій у осьовому та горизонтальному напрямках проводився на різних частотах обертання ротора. Окремо також проводились тести прогонки. Нестационарні записи вібрацій було проаналізовано за віконним швидким перетворенням Фур'є. Отримані результати представлені на рис. 3.9.

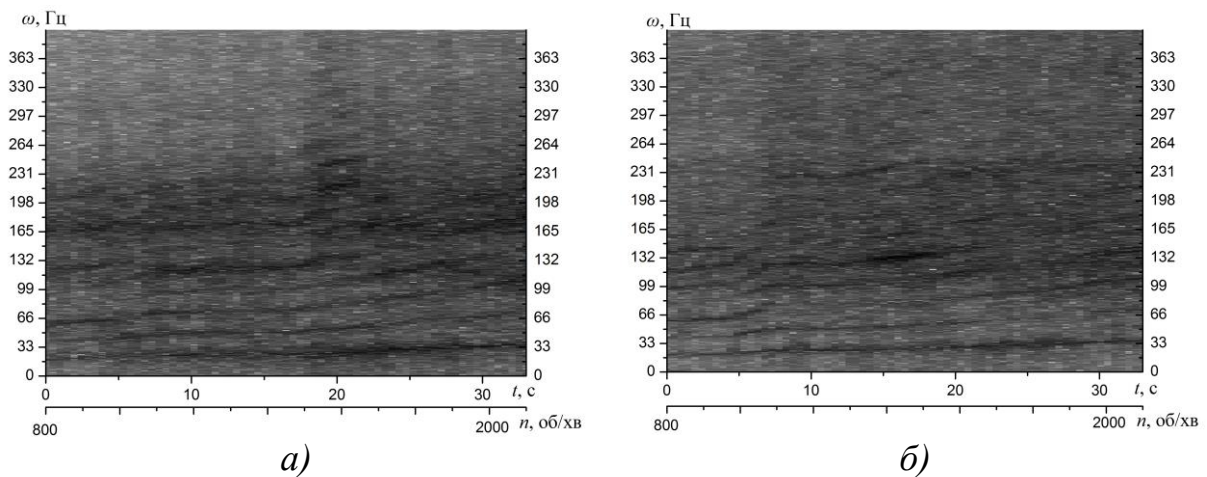


Рисунок 3.9 – Поле зміни спектра вібрацій насоса у осьовому (а) та горизонтальному (б) напрямках при «прогонці» (поступовому збільшенні частоти обертання ротора)

Розподіли спектрів підтверджують висновки, які було зроблено під час аналізу вібрацій у вертикальному напрямі та якісно збігаються із тими результатами. Чітко видно смугу підвищених амплітуд у діапазоні частот 100 – 230 Гц, яка розміщена горизонтально тобто не залежить від частоти обертання ротора (зовнішнього впливу), що підтверджує припущення щодо наявності у цьому діапазоні власної частоти, яка резонує на випадковий сигнал, а також на потрапляння старших гармонік частоти обертання ротора.

Аналіз порівняння кількісних показників вібрацій – середньоквадратичного значення віброприскорень у різних напрямках вказує на те, що найбільші вібрації спостерігаються у вертикальному напрямі, а у горизонтальному – найменші. Залежності с.к.з. віброприскорень від частоти обертання ротора представлені на рис. 3.10.

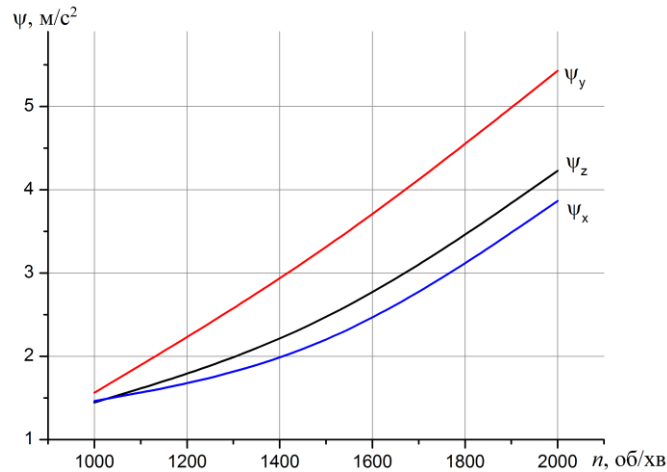


Рисунок 3.10 – Залежності середньоквадратичного значення вібрацій насоса у різних напрямках від частоти обертання ротора

Різномірильність вібрацій пояснюється нерівномірністю жорсткості кріплення насоса та направленістю вимушеної дії. Дійсно основні сили діють у вертикальній площині та мають збуджувати приблизно однакові вібрації у вертикальному та горизонтальному напрямках, в той же час як в осьовому напрямі силова дія є найменшою, а у ідеальному випадку взагалі повинна бути відсутня. З іншого боку у горизонтальному напрямі насос утримується не лише завдяки болтовим кріпленням, але й додатково робочими трубами, що з'єднують насос із корпусом пожежного автомобіля, що збільшує жорсткість конструкції у цьому напрямку.

Для більш детального аналізу направленості вібрацій насоса побудуємо просторову траєкторію вібрацій (траєкторію, яку описує вектор прискорення у заданій точці). Відповідні результати графічно

наведені на рис. 3.11. Усі проекції траєкторії утворюють еліптичні фігури. Цікавим результатом є ефект нахилу найбільшої осі еліпсу у проекції траєкторії вектора віброприскорень на площину YZ . Кут нахилу до осьового напрямку становить $55-60^\circ$.

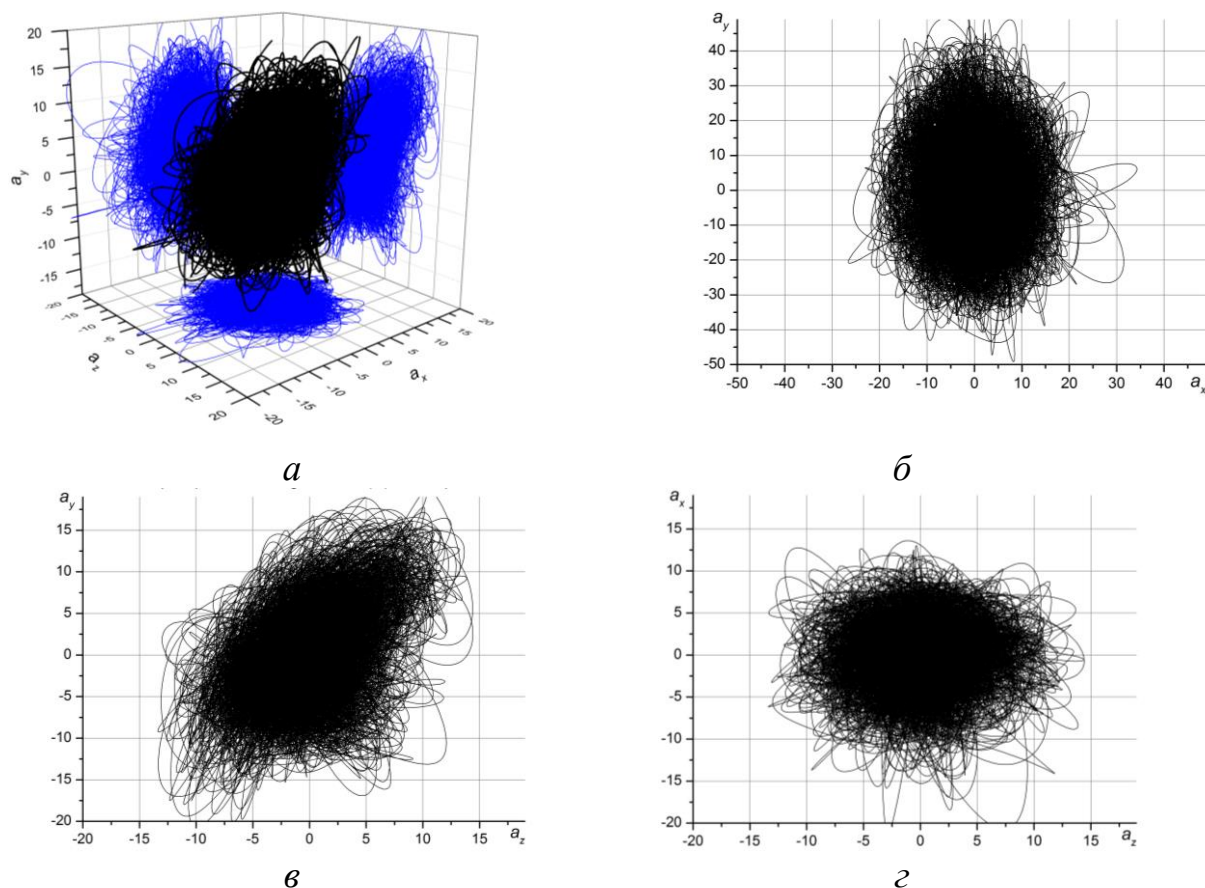


Рисунок 3.11 – Просторова траєкторія вектора віброприскорення при вібрації насоса на частоті обертання близько 2000 об/хв:

a – траєкторія у просторі; $б$ – проекція траєкторії на вертикальну площину XY ; $в$ – проекція траєкторії на площину YZ ; $г$ – проекція траєкторії на горизонтальну площину XZ .

Відповідно до методики експериментальних досліджень аналогічні до описаних раніше випробувань було проведено тести на вібрацію насоса на інших режимах роботи.

Першим режимом проаналізовано роботу насоса, який заповнений вогнегасною речовиною але без її подачі (режим нагрівання). На рис. 3.12

зведені спектри вібрацій та поля їх зміни із ростом частоти обертання ротора.

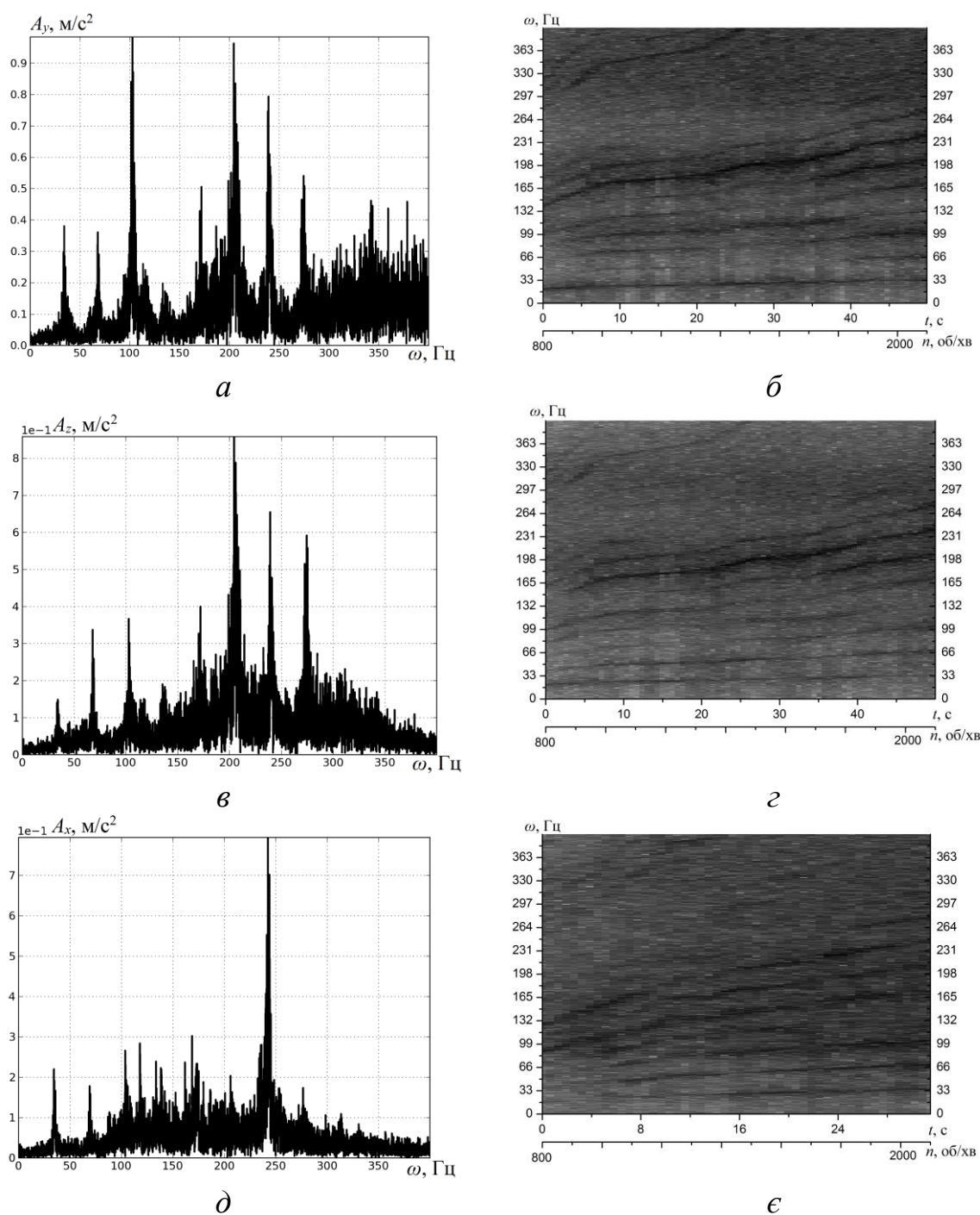


Рисунок 3.12 – Вібрації насоса із водою на режимі «нагрівання»:

a, в, д – спектри сигналу віброприскорень у вертикальному (*a*), осьовому (*в*) та горизонтальному (*д*) напрямках;
б, в, е – поля змін спектрів вібрацій при «прогонці» у вертикальному (*б*) осьовому (*г*) та горизонтальному (*є*) напрямках

Аналізуючи наведені спектри слід відмітити наявність суттєвих амплітуд із старшими гармоніками, що переважають основну. В першу чергу це стосується 7 гармоніки, що добре можна бачити на полях зміни спектрів. Зазначена гармоніка переважає усі інші у спектрах на всьому діапазоні значень частоти збурення, особливо для вертикального та осьового напрямів. Прояв 7 гармоніки пов'язаний із турбулентними течіями в робочій камері насоса, які утворюють кромкові сліди навколо лопатей робочого колеса, яких у даній конструкції 7. Крім цього, можна побачити на спектрі і 14 гармоніку обертальної частоти ротора, яка є другою за кратністю частоти пульсацій кромкового сліду.

Стосовно наявності коливань навколо власних частот, то можна виділити дві резонансні зони у вертикальному напрямі це 100 – 130 Гц та 170 – 230 Гц. У осьовому напрямі резонує лише спектр із діапазону 170 – 230 Гц, а у горизонтальному напрямі резонансна зона є широкою та охоплює частотний проміжок від 100 до 230 Гц.

Слід відмітити, що рівень вібрацій підвищився у понад 2 рази під час роботи на зазначеному режимі в порівнянні до режиму без води.

Аналіз порівняння кількісних показників вібрацій – с.к.з. віброприскорень у різних напрямках вказує на те, що найбільші вібрації спостерігаються у вертикальному напрямі, а у горизонтальному – найменші. При цьому, осьова складова вібрацій має істотно більшу частку у загальному векторі віброприскорень у порівнянні із вібрацією, що спостерігалась при роботі насоса без води.

Залежності с.к.з. віброприскорень від частоти обертання ротора представлені на рис. 3.13. На графіку для наочності пунктирними лініями – нанесено залежності середньоквадратичне значення віброприскорень під час роботи насоса на режимі без води, а суцільними лініями середньоквадратичне значення віброприскорень під час роботи насоса на режимі із водою, але без її подачі (режим «нагрівання»).

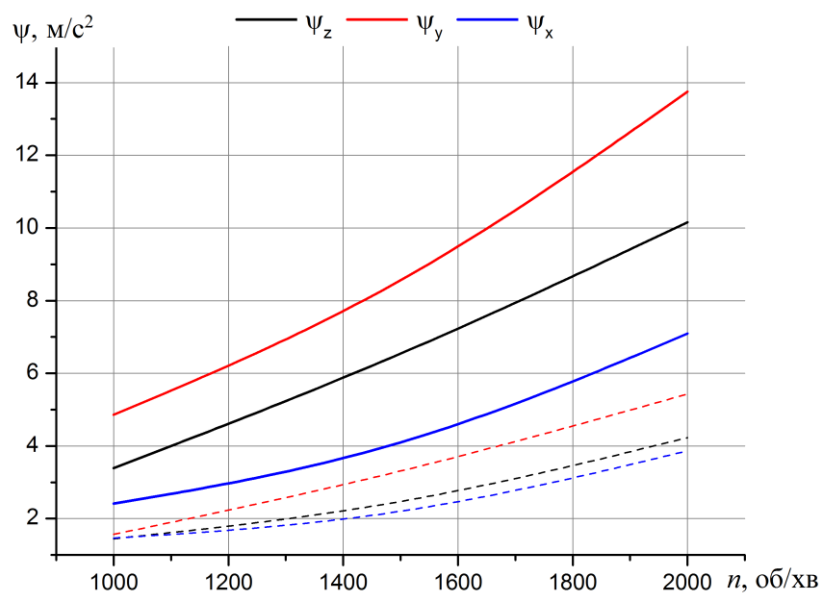


Рисунок 3.13 – Залежності середньоквадратичного значення вібрацій у різних напрямках від частоти обертання ротора для режиму роботи насоса із водою (суцільна лінія) та без води (пунктир)

Детальний аналіз направленості вібрацій насоса, який працює із водою без її подачі можна зробити по просторовій траєкторії вектора віброприскорення. Відповідні результати графічно наведені на рис. 3.14. Усі проєкції траєкторії, як і в попередньому випадку утворюють еліптичні фігури. Присутній ефект нахилу найбільшої осі еліпсу у проєкції траєкторії вектора віброприскорень на площину YZ . Кут нахилу до осевого напрямку становить $52 - 55^\circ$, тобто майже той самий.

Наступним режимом для аналізу була нормальна робота насоса, який заповнений вогнегасною речовиною та здійснює її подачу (перекачування).

Загальна картина вібрацій є досить схожою, особливо під час аналізу полів зміни спектрів із ростом частоти обертання ротора. У спектрах присутні гармоніки від першої до восьмої та проявляється 14. У коливаннях 7 гармоніка є домінуючою.

Рівень вібрацій є майже тим самим, що і під час роботи насоса із водою без подачі рідини.

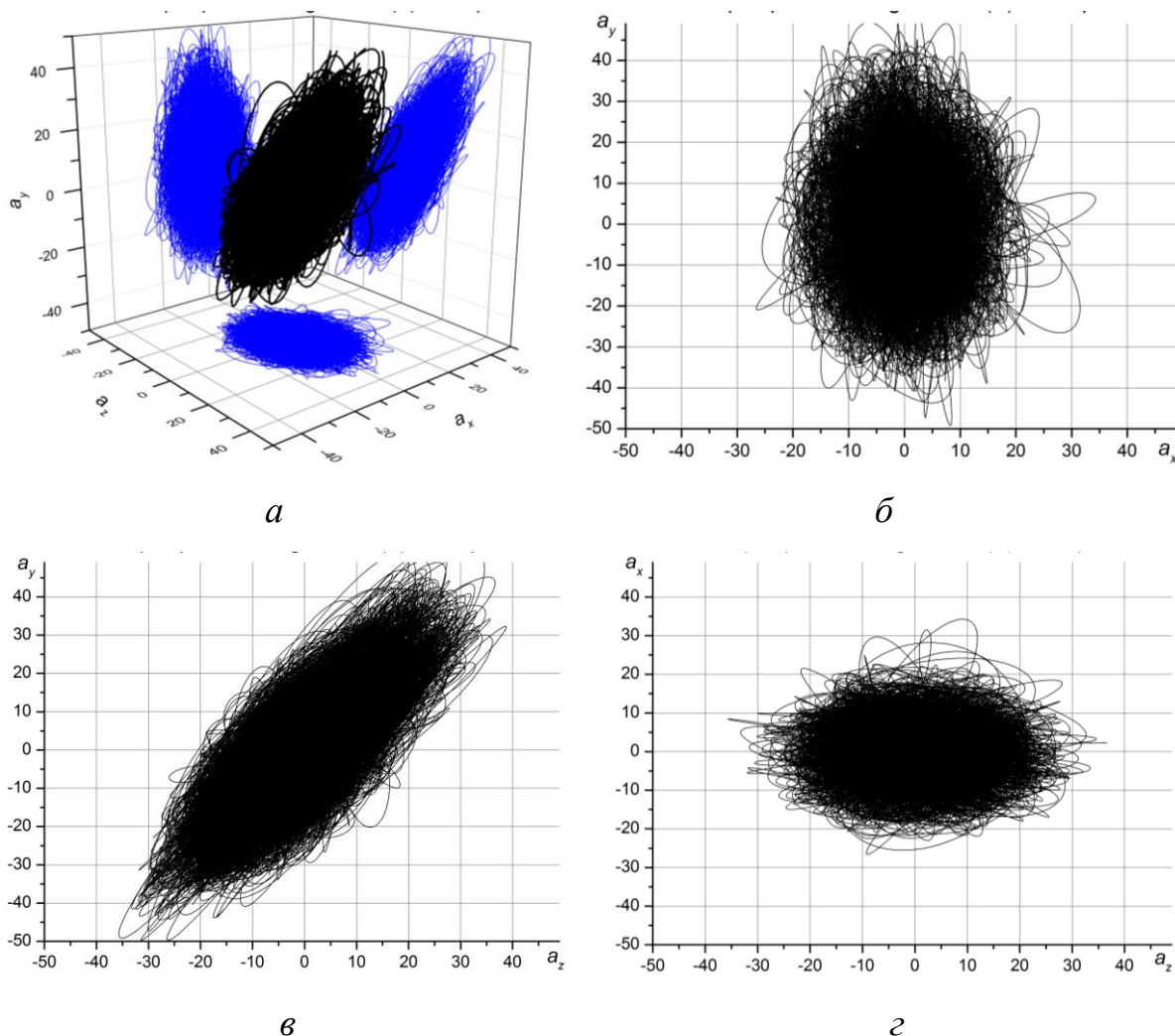


Рисунок 3.14 – Просторова траєкторія вектора віброприскорення при вібрації насоса із водою без подачі (частота близько 2000 об/хв):

a – траєкторія у просторі;

$б$ – проекція траєкторії на вертикальну площину XY ;

$в$ – проекція траєкторії на площину YZ ;

$г$ – проекція траєкторії на горизонтальну площину XZ

Аналіз порівняння кількісних показників вібрацій – середньоквадратичне значення віброприскорень у різних напрямках вказує на те, що найбільші вібрації спостерігаються у вертикальному напрямі, а у

горизонтальному – найменші. При цьому, осьова складова вібрацій має більше значення у порівнянні із роботою насоса із водою та без її подачі.

Залежності середньоквадратичного значення віброприскорень від частоти обертання ротора для вібрацій насоса в усіх напрямках подані на рис. 3.15. На графіку для наочності пунктирними лініями нанесено залежності середньоквадратичного значення віброприскорень під час роботи насоса на режимі без води, лінією «точка-тире» – під час роботи насоса на режимі з водою але без подачі, та суцільними лініями – середньоквадратичне значення віброприскорень під час роботи насоса на режимі із водою і з подачею (номінальний режим).

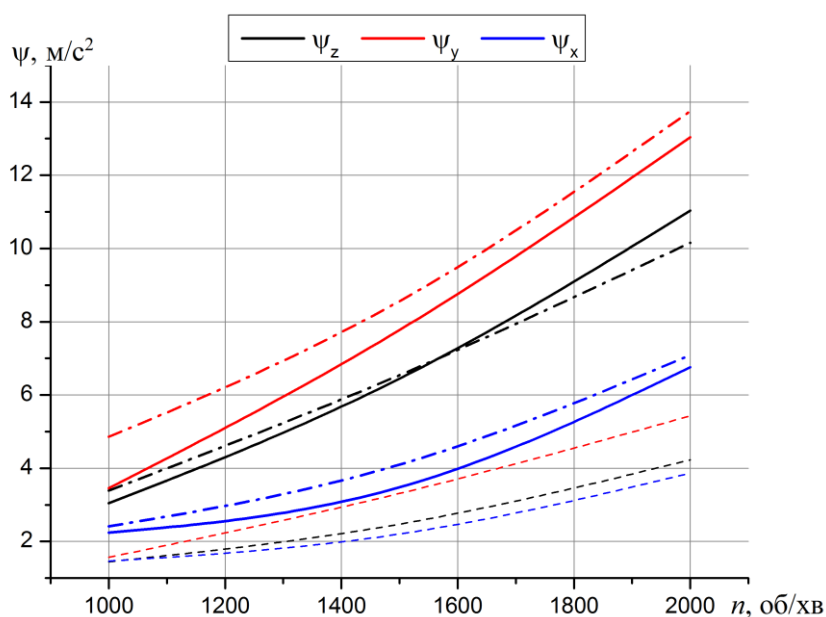


Рисунок 3.15 – Залежності середньоквадратичного значення вібрацій насоса у різних напрямках від частоти обертання ротора для режиму роботи насоса із водою, але без її подачі (лінійка «точка-тире»), насос із водою та з подачею води (суцільна лінійка) та без води (пунктир)

Аналогічно для аналізу направленості вібрацій насоса, який працює із водою та з її подачею було побудовано просторову траєкторію вектора віброприскорення. Результати якісно збігаються із попереднім випадком.

Усі проекції траєкторії, як і в попередньому випадку, утворюють еліптичні фігури. Присутній ефект нахилу найбільшої осі еліпсу у проекції траєкторії вектора віброприскорень на площину YZ. Кут нахилу до осьового напрямку зберігається (складає трохи більший за 50°).

3.3. Висновки розділу

Таким чином у даному розділі представлено методику проведення вібраційного обстеження роботи пожежного насоса ПН-40УВ та методики аналізу отриманих даних. А саме:

1. Запропоновано програму проведення експериментальних досліджень, щодо формування вібраційного рівня відцентрового пожежного насоса ПН-40УВ, яка передбачає проведення вимірювання вібрацій в трьох напрямках та на різних режимах роботи: насос працює без води, і з водою та без її подачі та за нормальної роботи тобто і з водою та з її подачею.

2. В рамках аналізу вібрацій в кожній точці проаналізовано спектр вібрацій на різних швидкостях обертання ротора насоса, визначено рівні вібрацій. Побудовані просторові траєкторії вектора віброприскорень, що дозволяють аналізувати направленість вібрацій у різних точках конструкції.

3. У якості кількісних показників вібрацій у різних напрямках використовувався параметр середньоквадратичного значення віброприскорень та відношення гармонік вібрацій, отриманих за дискретного перетворення Фур'є до середньоквадратичного значення віброприскорень у відповідному напрямі.

РОЗДІЛ 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ З ВИЯВЛЕННЯ ВПЛИВУ ДЕФЕКТІВ ТА ПОШКОДЖЕНЬ ВІДЦЕНТРОВОГО ПОЖЕЖНОГО НАСОСА ПН – 40 УВ НА ВІБРАЦІЙНІ ПАРАМЕТРИ ПІД ЧАС ЙОГО РОБОТИ

У цьому розділі розглянуто експериментальні випробування відцентрового пожежного насоса для подачі вогнегасних речовин, який має відомі дефекти: прослаблення посадки вала, послаблення болтових кріплень, загальне зношення елементів шарнірних кріплень. Зазначені дослідження спрямовані на визначення закономірностей зміни вібраційних характеристик насоса внаслідок наявності того чи іншого дефекту.

4.1. Експериментальні дослідження з виявлення впливу дисбалансу робочого колеса на вібраційні параметри пожежного насоса ПН-40УВ під час його роботи

Найбільш простим випадком посилення вібрацій є дисбаланс. В роботі насоса часто дисбаланс виникає внаслідок потрапляння до робочого колеса насоса сторонніх предметів (каміння).

У цій роботі проводилось натурне моделювання потрапляння стороннього тіла із заданою масою до робочого каналу робочого колеса насоса. Для цього, до робочого колеса насоса було приєднано додаткову масу (рис. 4.1).

Окремо проводилось моделювання із різними масами – 11 та 56 г. Відповідні значення було обрано, як характерне середнє та максимальне значення маси тіл, що можуть потрапити до робочого колеса.

Дослідження вібрацій насоса із додатковим дисбалансом проводилось за методикою, що докладно розглядалась у попередньому

розділі. Вібрація вимірювалась на двох режимах роботи насоса: без води та з водою без її подачі.

На рис. 4.2 представлено спектри вібрацій насоса із додатковим дисбалансом 56 г, який працює без води на частоті обертання ротора 2000 об/хв. Додатково на цьому ж рисунку зведено спектрограми прогонки насоса від 800 до 2100 об/хв.



Рисунок 4.1 – Фото встановлення до робочого колеса насоса додаткової маси, що імітує потрапляння стороннього тіла та викликає додатковий дисбаланс

Аналіз спектрів у порівнянні із вібрацією насоса без додаткового дисбалансу вказує на їх якісний збіг. У спектрах проявляють перші 5-6 гармонік частоти обертання ротора. У вертикальному та горизонтальному напрямках домінує перша гармоніка. У осьовому напрямі домінує 5 гармоніка, що вказує на її потрапляння до резонансної зони, яка чітко відслідковується на спектрограмах у діапазоні від 130 до 200 Гц.

Аналогічна тенденція спостерігається і за вібрації насоса із меншим додатковим дисбалансом 11 г.

Отже для експериментальних випробувань насоса із дисбалансом необхідне вимірювання лише загального рівня вібрацій у різних напрямках. На рис. 4.3 представлено залежності с.к.з. віброприскорень у різних

напрямах від швидкості обертання ротора. На рисунках пунктирними лініями додано відповідні залежності с.к.з. для вібрацій насоса без додаткового дисбалансу.

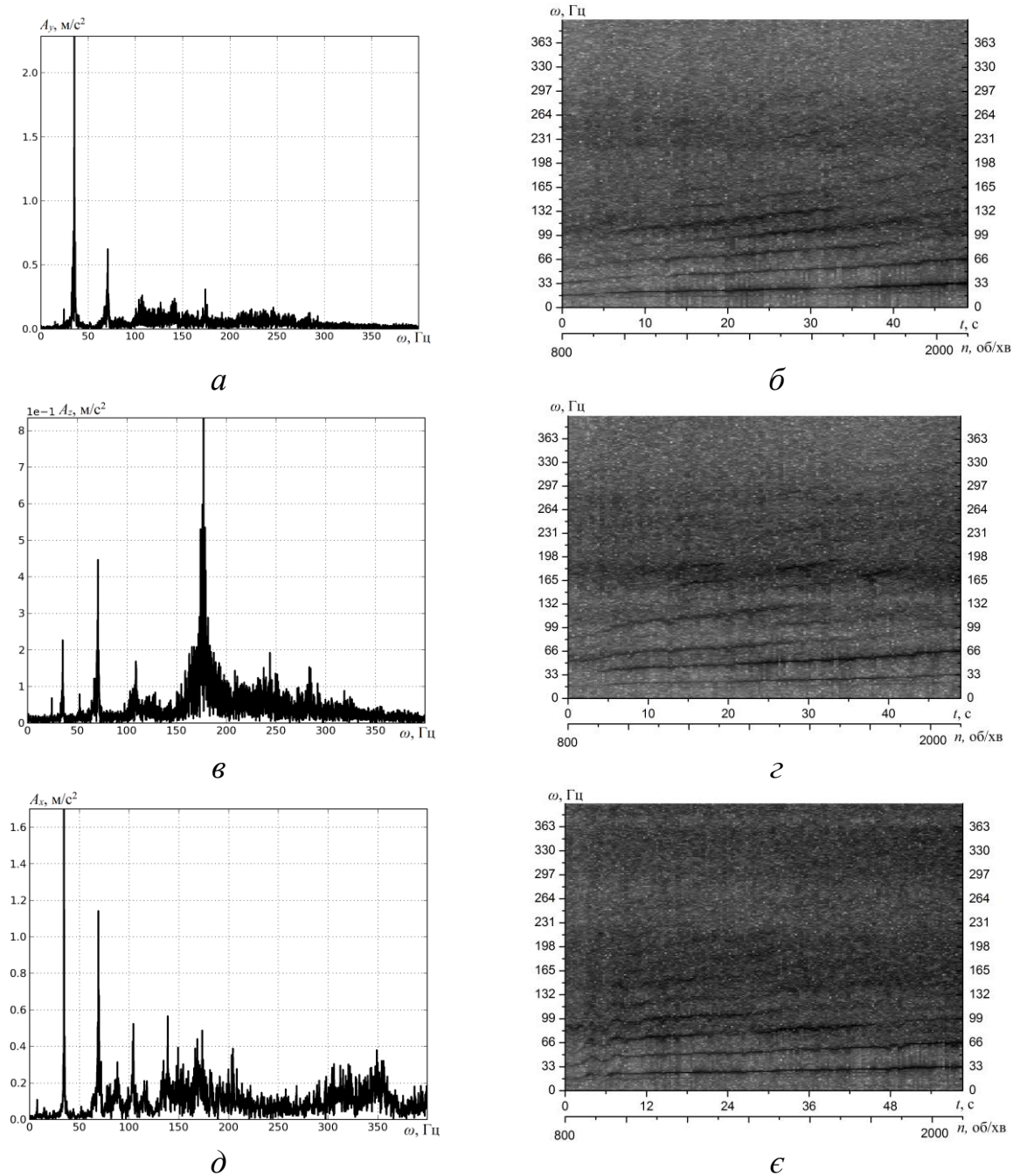


Рисунок 4.2 – Вібрації насоса без води із наявністю додаткового дисбалансу, що викликаний присутністю стороннього тіла масою 56 г: *а, в, д* – спектри сигналу віброприскорень; *б, з, е* – поля змін спектрів (спектрограми) вібрацій при «прогонці» у вертикальному (*а, б*) осьовому (*в, з*) та горизонтальному (*д, е*) напрямках

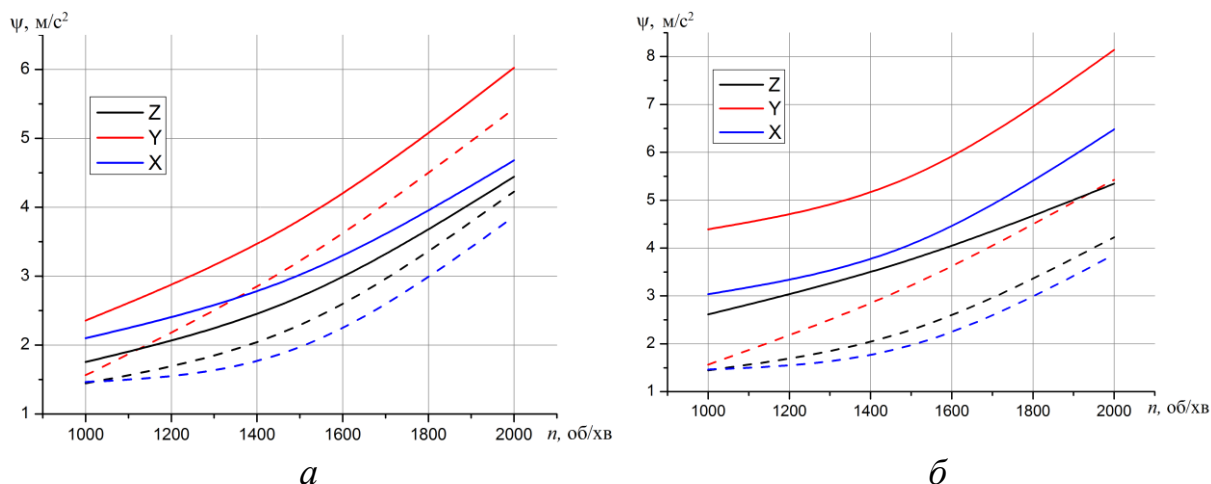


Рисунок 4.3 – Залежності с.к.з. віброприскорень вібрацій насоса без води із наявністю додаткового дисбалансу, що викликаний присутністю стороннього тіла масою (а) 11 г, (б) – 56 г

Отримані залежності мають якісно той самий параболічний вид, що і залежності с.к.з. насоса без додаткового дисбалансу. Їх кількісний аналіз вказує на те, що підвищена вібрація найбільше формується у вертикально-горизонтальній площині (проте підвищення вібрацій у осьовому напрямі також спостерігається).

На рис. 4.4 подано просторову траєкторію вектора віброприскорення під час вібрацій насоса без води, але із додатковим дисбалансом 56 г. Загальна картина якісно повторює результати вібрацій, що спостерігались при вібраціях насоса без додаткового дисбалансу. Усі проекції траєкторії мають еліптичний характер. На проекції траєкторії на площину YZ більша вісь еліпса розташована під кутом до осьового напрямку (кут нахилу зберігається).

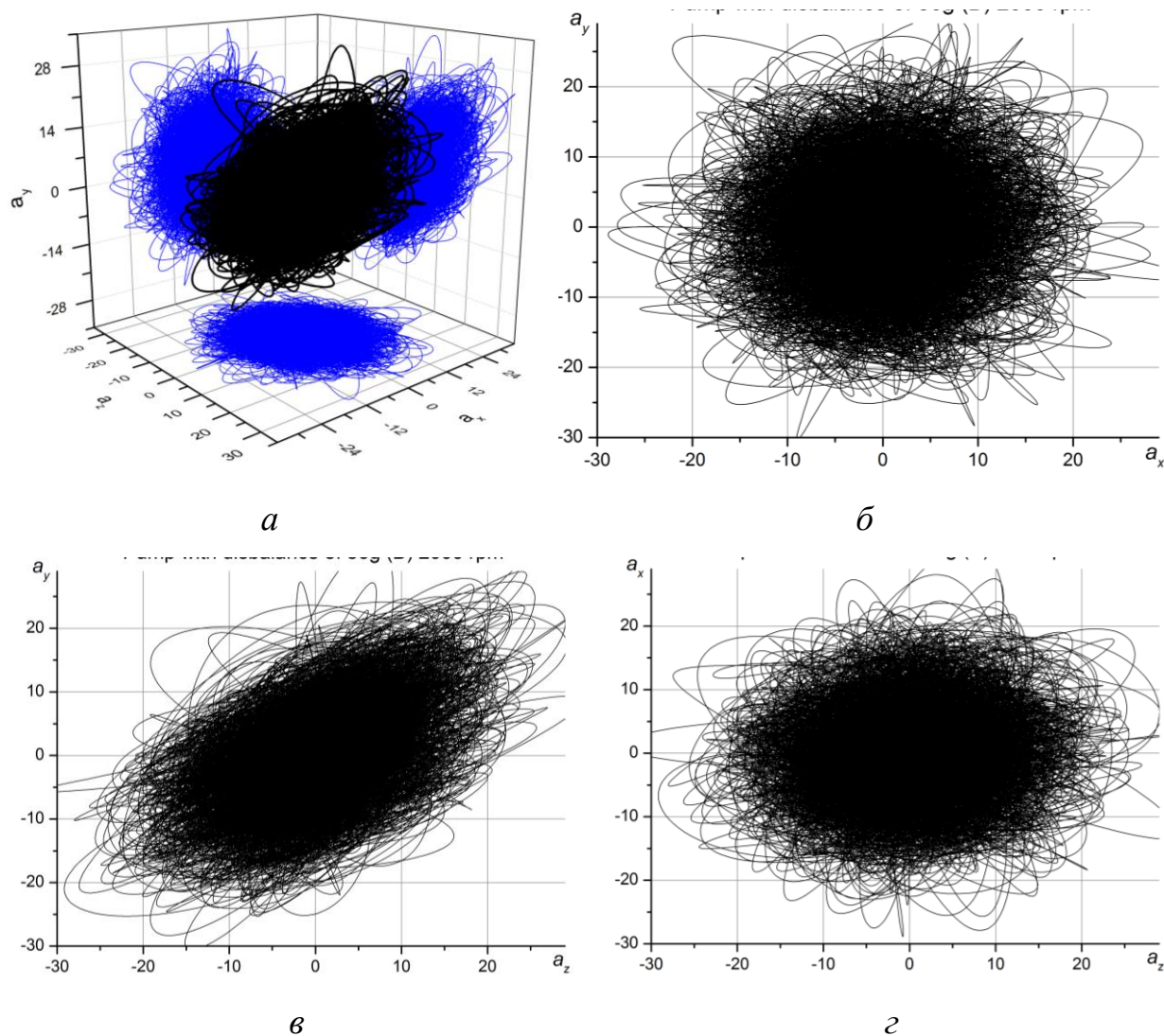


Рисунок 4.4 – Просторова траєкторія вектора віброприскорення при вібрації насоса без води із наявністю додаткового дисбалансу, що викликаний присутністю стороннього тіла масою 56 г:

a – траєкторія у просторі;

$б, в, з$ – проєкції траєкторій на площини XY, YZ та XZ

Окрім досліджень вібрації насоса, який працював без води із різними масами, що викликають додатковий дисбаланс, було проведено дослідження із визначення вібрацій насоса з водою та без її подачі. Цей режим є найбільш динамічно навантаженим. Залежності с.к.з. віброприскорень від швидкості обертання ротора подано на рис. 4.5 (на рисунках пунктирними лініями наведено графіки залежностей с.к.з.

віброприскорень насоса, який працює на тому самому режимі без наявності додаткового дисбалансу).

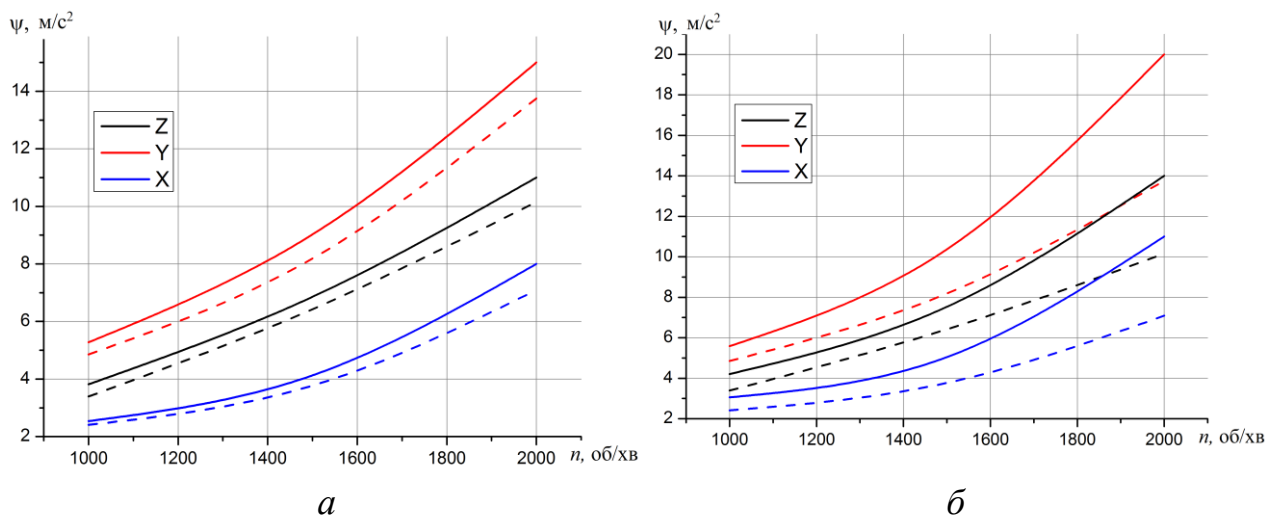


Рисунок 4.5 – Залежності скз віброприскорень вібрацій насоса з водою без її подачі із наявністю додаткового дисбалансу, що викликаний присутністю стороннього тіла масою (а) 11 г, (б) – 56 г

Аналіз результатів показує, що залежності зберігають ту саму тенденцію росту вібрацій із ростом частоти обертання ротора та ростом величини додаткового дисбалансу. Досить суттєвою є осьова вібрація.

Спектральний склад зареєстрованих вібраційних сигналів схожий із аналогічним спектром насоса, який не має дисбалансу (рис. 4.6). У спектрі досить з великою часткою присутня 7 гармоніка, що обумовлена кількістю лопатей робочого колеса. У діапазоні 160-240 Гц проявляється власна частота, яка дає резонансні коливання, що особливо істотно проявляється у осьовому напрямі [111].

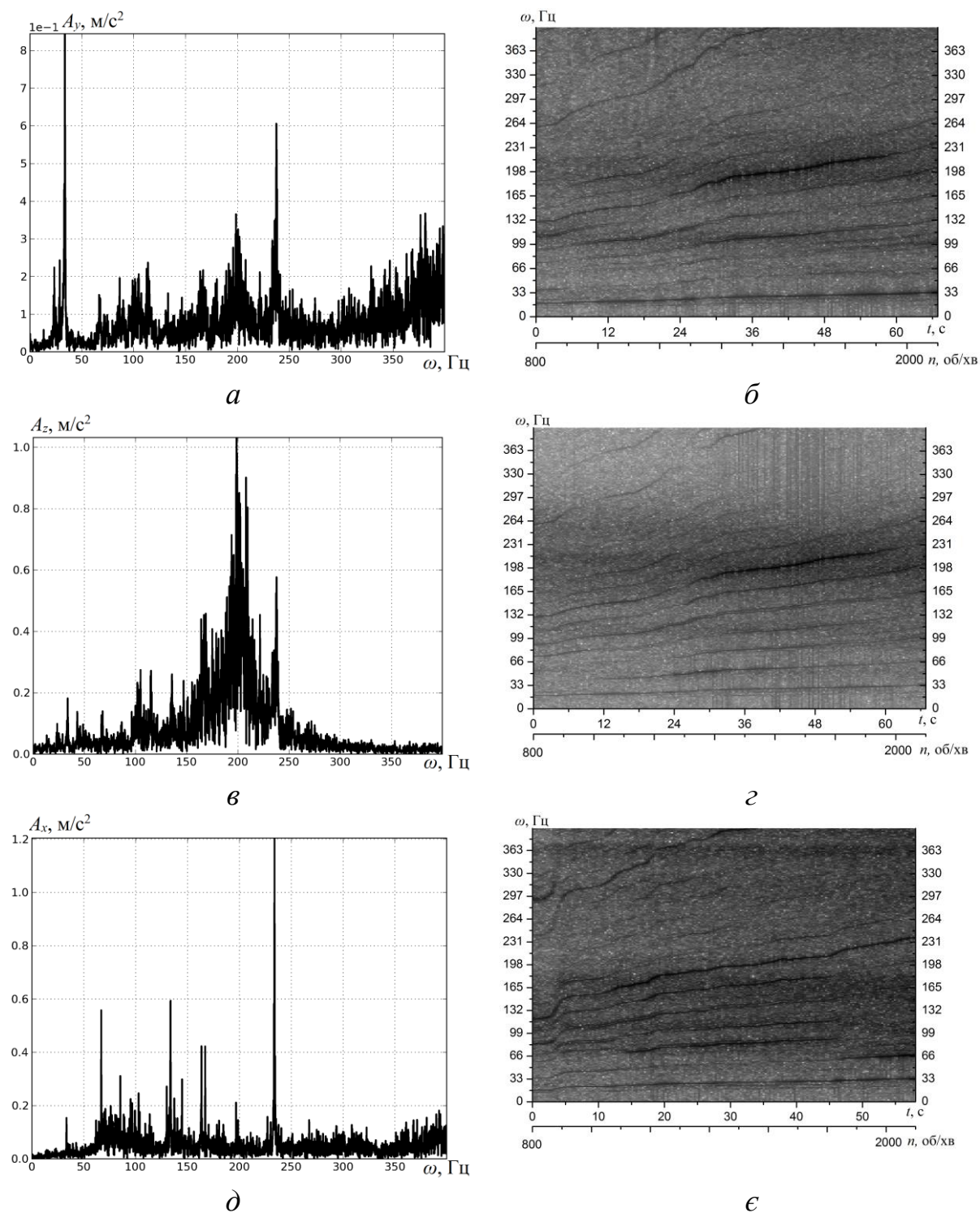


Рисунок 4.6 – Вібрації у точці В насоса з водою із наявністю додаткового дисбалансу, що викликаний присутністю стороннього тіла масою 56 г:

$a, в, д$ – спектри сигналу віброприскорень;

$б, г, е$ – поля змін спектрів (спектрограми) вібрацій при «прогонці» у вертикальному ($a, б$) осьовому ($в, г$) та горизонтальному ($д, е$) напрямках

4.2. Експериментальні дослідження з виявлення впливу послаблення кріплення вала в підшипниковому вузлі на вібраційні параметри пожежного насоса ПН-40УВ під час його роботи

Наступним серед характерних дефектів, що розглядається у цій роботі, є дефект послаблення посадки вала в підшипниковому вузлі. За цього дефекту додаткові вібраційні процеси збуджуються через зіткнення різних елементів конструкцій, що супроводжують процес роботи насоса та обумовлені збільшеними зазорами чи люфтами. Отже, під час роботи насоса виникають додаткові вібрації через зіткнення рухомих деталей ротора із нерухомими елементами конструкції, наприклад, з корпусом підшипника.

З метою дослідження вібрацій насоса із зазначеним дефектом, було зібрано новий насос, вал робочого колеса якого має на 0,03 мм менший радіус у місці його посадки на перший підшипник.

Для виявлення різного роду особливостей у вібрації насоса із зазначеним послабленням посадки вала у підшипниковому вузлі ми аналізували роботу насоса на найбільш динамічно-навантаженому режимі роботи, тобто під час роботи насоса із водою без її подачі.

Спектри вібрацій на частоті і обертання ротора 2000 об/хв та спектрограми вібрацій при прогонці насоса на різних частотах вібрацій [112] показані на рис. 4.7.

Аналіз спектра вібрацій на частоті обертання 2000 об/хв у вертикальному напрямі (рис. 4.7 *a*) вказує на сильне домінування гармоніки, що збігається по частоті із 7 кратністю частоти обертання ротора 233 Гц. Крім неї у спектрі присутні перша – 33,3 Гц, третя – 99 Гц та четверта – 133 Гц гармоніки. Проте найбільш важливою є наявність у спектрі дрібних гармонік, які вказують на присутність в системі нелінійностей, що викликані наявністю додаткових контактів або ударів

через люфт у посадці вала. До таких гармонік відносяться гармоніки із 0,5 та 3,5 частоти обертання ротора (16,5 та 116,6 Гц).

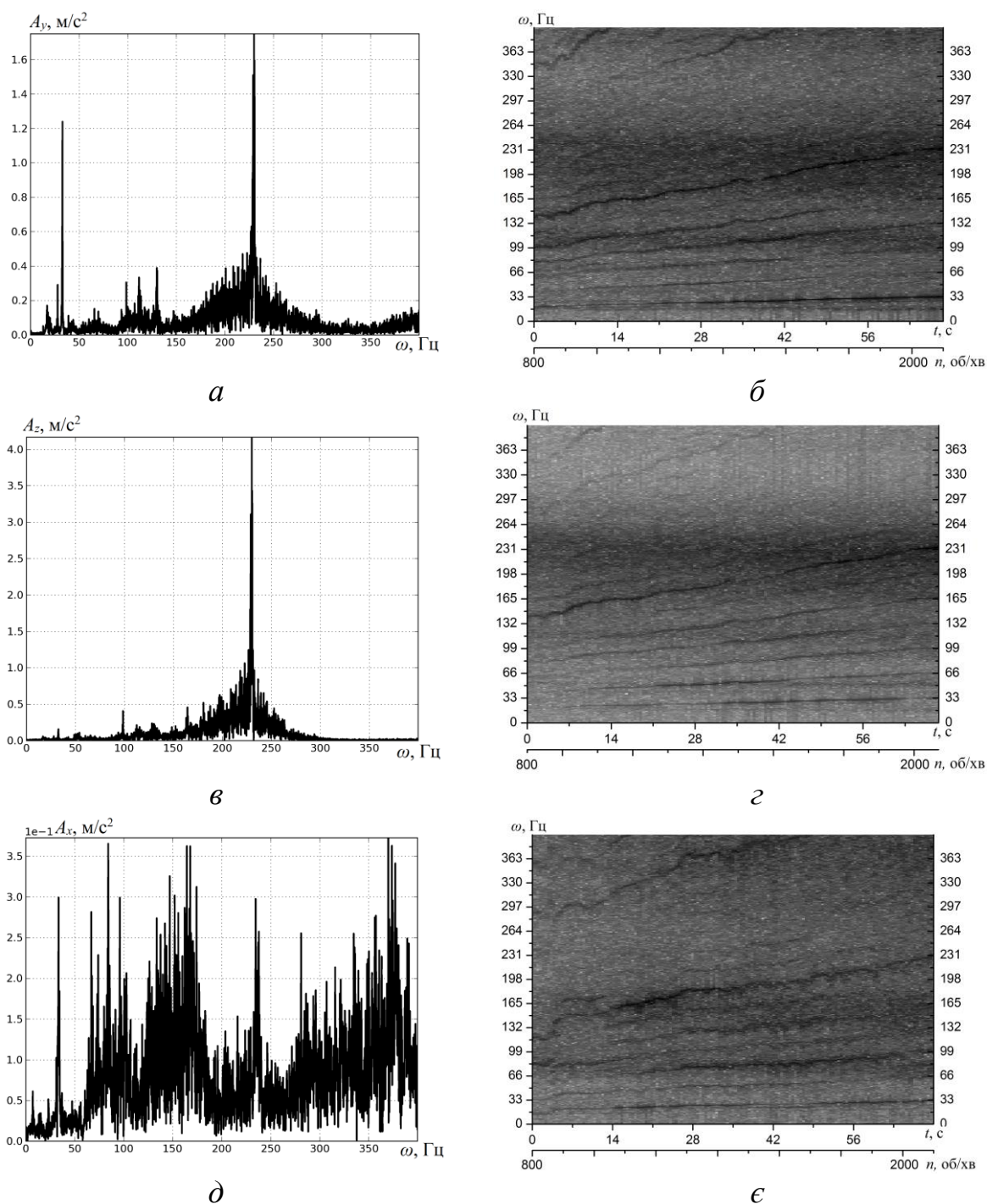


Рисунок 4.7 – Вібрації В насоса із водою на режимі «нагрівання»: *a, в, д* – спектри сигналу віброприскорень у вертикальному (*a*), осьовому (*в*) та горизонтальному (*д*) напрямках; *б, г, е* – поля змін спектрів вібрацій при «прогонці» у вертикальному (*б*) осьовому (*г*) та горизонтальному (*е*) напрямках

Той самий результат можна спостерігати на поле зміни у часі спектра вібрацій пожежного насоса ПН-40УВ у вертикальному напрямі, що показаний на рис. 5.7 б. Аналіз спектрограми вказує на суттєве домінування 1-ї (основної) та 7-ї гармонік вібрацій під час зміни частоти обертання ротора. Разом із тим, підтверджується гіпотеза про наявність у спектрі вібрацій дрібної частоти із кратністю 0,5 від частоти обертання ротора. Відповідна гармоніка спостерігається майже у всьому частотному діапазоні вібрацій. Щодо гармоніки із кратністю 3,5 від оберальної частоти, то ця гармоніка з'являється лише при великих рівнях вібрацій тобто при найбільших швидкостях обертання ротора.

Аналіз спектра та спектрограми у осьовому напрямі є більш класичним тобто якісно близьким до відповідних спектрів та спектрограм вібрацій насоса на відповідному режимі та без внутрішніх дефектів. Найбільше домінування є 7 гармоніки, яка в цьому напрямі так само, як і в попередніх випадках потрапляє у резонанс. На спектрограмі вібрацій у осьовому напрямі можна бачити гармоніку із частотою 0,5 від частоти обертання ротора.

Спектр вібрацій у горизонтальному напрямі досить схожий на шум. Збуджується перша гармоніка, дрібні гармоніки, спостерігаються резонансні коливання у діапазоні частот: 60-100, 130-200 та від 300 Гц і вище.

У якості кількісних показників вібрацій класично використовується с.к.з. віброприскорення. Залежності с.к.з. віброприскорень від частоти обертання ротора для вібрацій насоса в усіх напрямках подані на рис. 4.8. На графіку для наочності пунктирними лініями нанесено залежності с.к.з. віброприскорень під час роботи насоса без дефектів.

Аналіз порівняння кількісних показників вібрацій – с.к.з. віброприскорень у різних напрямках вказує на те, що найбільші вібрації спостерігаються у осьовому напрямі, а у горизонтальному – найменші.

Порівняння вібрацій насоса з дефектом посадки вала та без нього вказує, що дефект послаблює в першу чергу осьовий напрям, що призводить до істотного збільшення вібрацій у цьому напрямі на 80%, у той же час як вібрації у інших напрямках є майже такими ж, як і у насоса без зазначеного дефекту.

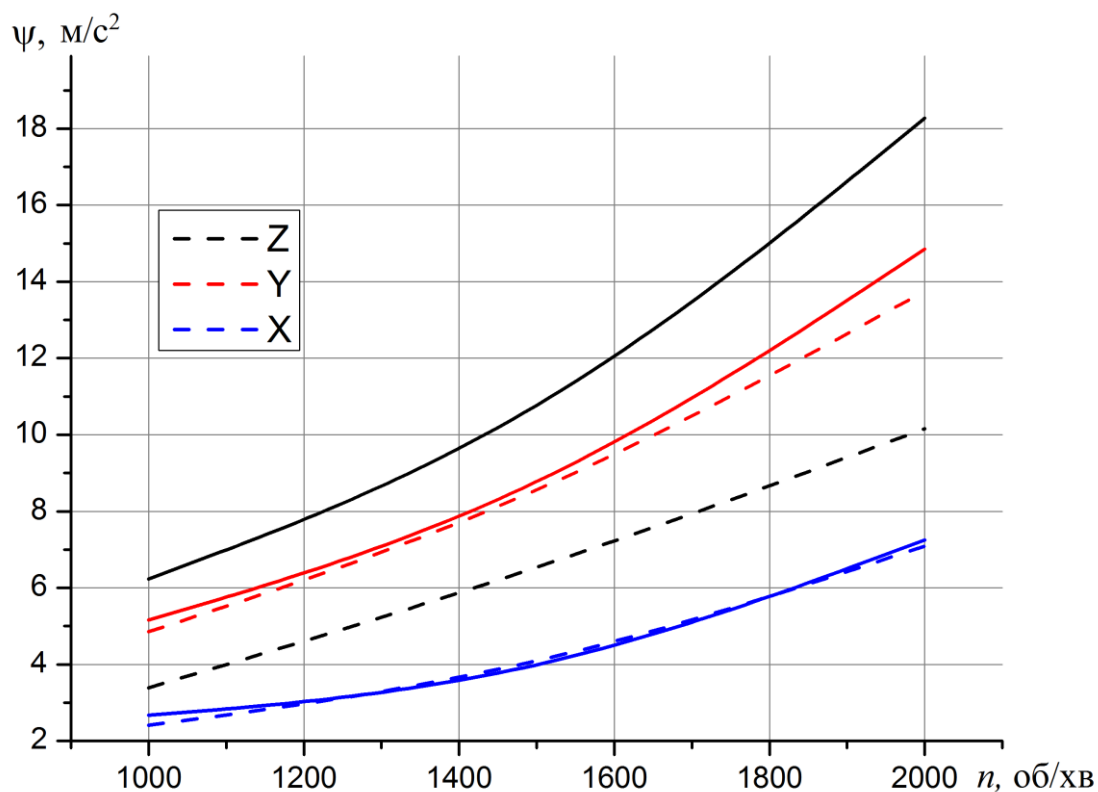


Рисунок 4.8 – Залежності середньоквадратичного значення вібрацій насоса, який має послаблення посадки вала у підшипниковому вузлі у різних напрямках, від частоти обертання ротора

Аналіз загального рівня вібрацій, що може бути розрахований як модуль вектора с.к.з. віброприскорень, вказує, що рівень вібрацій підвищився від 20% до 25% під час роботи насоса із дефектним валом. На рис. 4.9 представлено залежності рівня вібрацій від частоти обертання ротора. Для наочності пунктирною лінією наведено залежність рівня вібрацій насоса без дефекту від частоти обертання ротора.

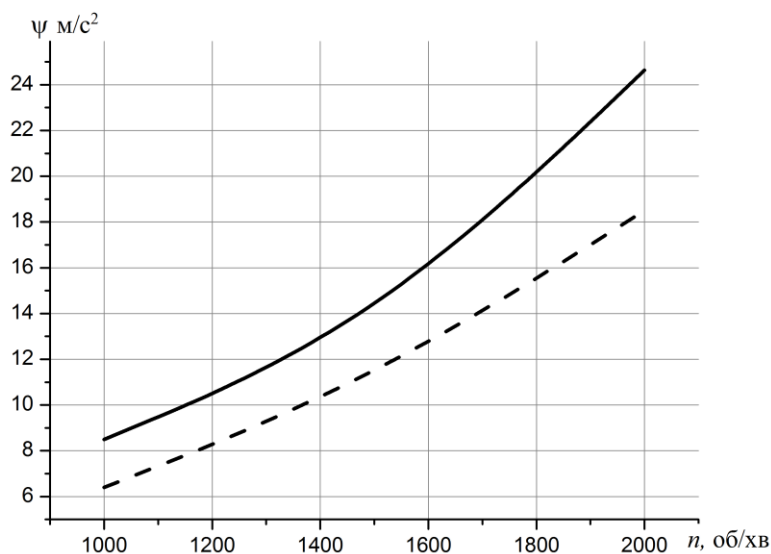


Рисунок 4.9 – Залежності загального рівня вібрацій насоса, який має послаблення посадки вала у підшипниковому вузлі, від частоти обертання ротора

Наступною ознакою, що супроводжує наявність дефекту, типи послаблення посадки вала у підшипниковому вузлі є зміна у просторовій формі вібрації. Дійсно внаслідок наявності дефекту, як вже зазначалось, відбувається перерозподіл жорсткості системи та як наслідок змінюється форма руху точок насоса під час вібрацій. Дослідження зазначеного явища може бути реалізоване при аналізі орієнтації результуючого вектора віброприскорення. На рис. 4.10 представлено просторову траєкторію вектора віброприскорення насоса із наявністю внутрішнього дефекту типу послаблення посадки вала у підшипниковому вузлі (насос працює в режимі «нагрівання», тобто з водою але без її подачі).

Окрім вираженого домінування вібрацій у осьовому напрямі цікавим є зміна кута орієнтації еліпса проекції траєкторії на площину YZ. Так, під час розгляду всіх попередніх випадків вібрацій кут орієнтації становив від 50° до 55° у той час як при наявності дефекту послаблення посадки вала у підшипниковому вузлі цей кут сягає 80° .

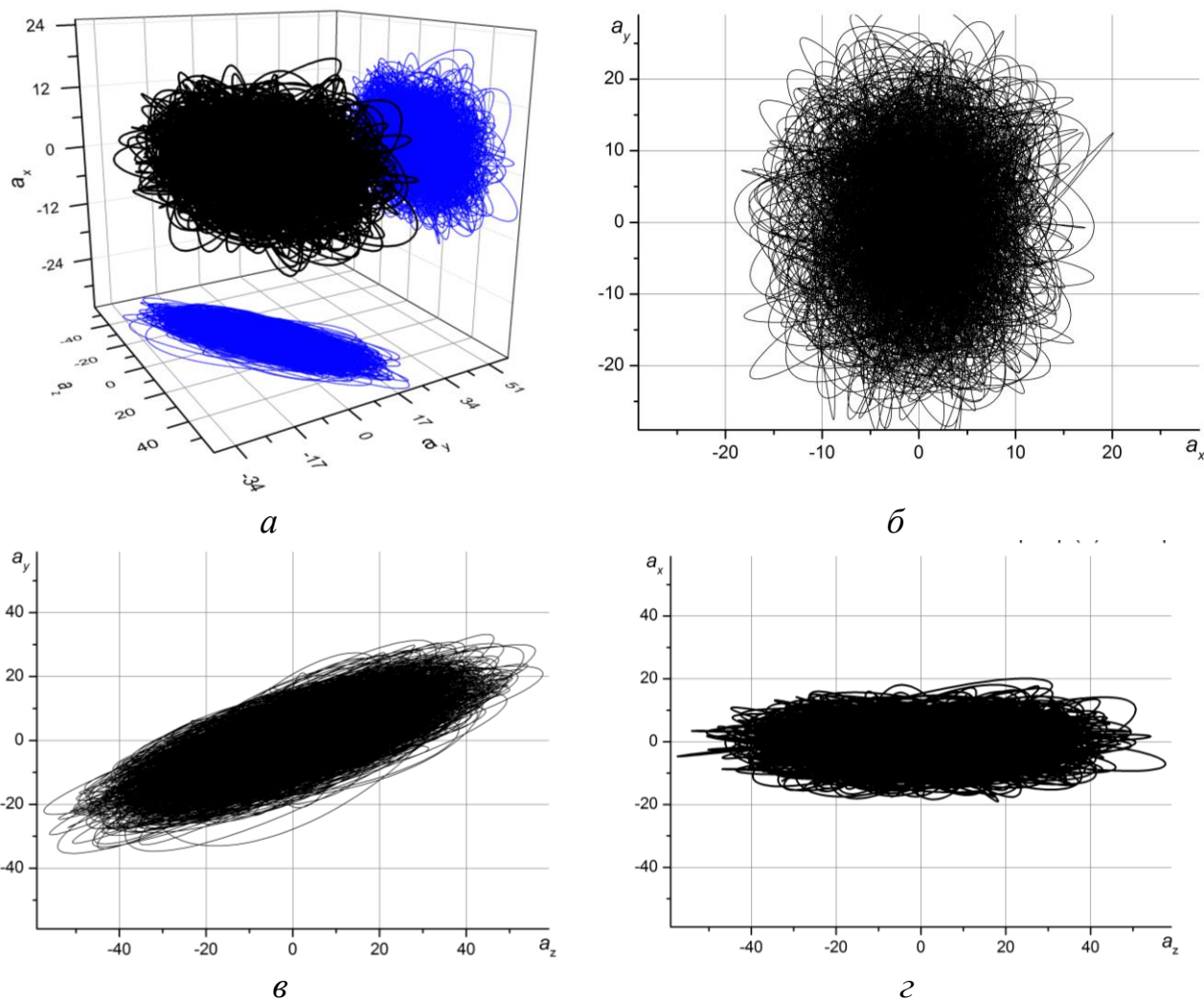


Рисунок 4.10 – Просторова траєкторія вектора віброприскорення насоса із наявністю внутрішнього дефекту типу послаблення посадки вала у підшипниковому вузлі (режим роботи «нагрівання»: з водою та без її подачі): *a* – траєкторія у просторі; *б*, *в*, *г* – проєкції траєкторії на площини XY, YZ та XZ

4.3. Експериментальні дослідження з виявлення впливу пошкоджених (зношених) підшипників на вібраційні параметри пожежного насоса ПН-40УВ під час його роботи

Внаслідок тривалої експлуатації пожежних насосів дії вібрацій разом із природними процесами втомної зношуваності призводять до виходу з ладу підшипникового вузла. Слід зазначити, що пошкодження

підшипників може відбутися раніше від запроєктованого ресурсу. Отже, внутрішні дефекти у підшипниках, що здатні призвести до виходу з ладу всього насоса, є характерними дефектами, що спостерігаються під час експлуатації насосів ПН-40УВ, що вже тривалий час експлуатуються.

Для запобігання раптовим поломкам насоса необхідно мати діагностичні дані про технічний стан підшипників. Вібродіагностика підшипникових вузлів є відомою розвинутою теорією [95, 113, 114]. Так відомо, що під час роботи підшипника із внутрішніми дефектами в спектрі вібросигналу з'являються характерні частоти, що пов'язані із кількістю тіл обертання, швидкістю їх кочення, тобто із швидкістю обертання ротора та геометричними параметрами підшипника. Це пов'язано із періодичним виникненням дефекту на тілі кочення або періодичною зміною положення дефекту відносно силового навантаження на підшипник.

В навантаженому підшипнику діагностують чотири основні частоти: яка пов'язана із дефектом у зовнішній обоймі (BPFO), у внутрішній обоймі (BPFI), у сепараторі (FTF) або у самих тілах кочення (BSF).

У літературі відомі вирази для визначення зазначених частот через параметри підшипника :

$$\omega_{BPFO} = \omega \cdot \frac{N}{2} \left(1 - \frac{d_R}{D} \cos(j) \right), \quad (4.1)$$

$$\omega_{BPFI} = \omega \cdot \frac{N}{2} \left(1 + \frac{d_R}{D} \cos(j) \right), \quad (4.2)$$

$$\omega_{FTF} = \omega \cdot \frac{1}{2} \left(1 - \frac{d_R}{D} \cos(j) \right), \quad (4.3)$$

$$\omega_{BSF} = \omega \cdot \frac{D}{2d_R} \cdot \left(1 - \left(\frac{d_R}{D} \cos(j) \right)^2 \right), \quad (4.4)$$

де ω – частота обертання ротора;

N – кількість тіл кочення у підшипнику;

d_R – діаметр тіл кочення;

D – діаметр сепаратора;

j – кут контакту тіл кочення до обойми підшипника.

Наведені формули для розрахунків характерних частот, що проявляються при дефектах підшипників, є простими, проте на практиці не завжди є відомим кут контакту тіл кочення з обоймою. Тому краще можна використовувати менш точні формули, які не містять в собі зазначений кут:

$$\omega_{BPFO} \cong 0.45 \cdot \omega \cdot N, \quad (4.5)$$

$$\omega_{BPFI} \cong 0.6 \cdot \omega \cdot N, \quad (4.6)$$

$$\omega_{FTF} \cong 3.5 \cdot \omega, \quad (4.7)$$

$$\omega_{BSF} \cong 0.45 \cdot \omega. \quad (4.8)$$

Вал із робочим колесом має консольне кріплення на двох підшипниках №309. Ці підшипники є кульковими із зовнішнім діаметром 100 мм, внутрішнім 45 мм та шириною 25 мм, мають 8 кульок діаметром 17,46 мм. Таким чином, пошкодження підшипника(ів) призводить до появи додаткових частот:

$$\omega_{BPFO} \cong 3.6 \cdot \omega, \quad (4.9)$$

$$\omega_{BPFI} \cong 4.8 \cdot \omega, \quad (4.10)$$

$$\omega_{FTF} \cong 3.5 \cdot \omega, \quad (4.11)$$

$$\omega_{BSF} \cong 0.45 \cdot \omega. \quad (4.12)$$

Під час обертання ротора на швидкості 2000 об/хв частота основної гармоніки дорівнює $\omega = 33,3$ Гц, а додаткові частоти, що можуть супроводжувати вібрацію насоса ПН-40УВ із пошкодженим

підшипником(ами) становлять: $\omega_{BSF} = 15$; $\omega_{FTF} = 116$; $\omega_{BPFO} = 120$; $\omega_{BPF1} = 160$ Гц. Слід зазначити, що необов'язково всі чотири частоти будуть присутні у спектрі вібрацій, бо кожна з них характеризує прояв конкретного типу дефекту. Отже, наявність щонайменше однієї з означених частот є гарантованою ознакою пошкодження підшипника.

В даній роботі було розглянуто вібрацію насоса ПН-40УВ, який вже відпрацював понад 90% свого проектного ресурсу. При цьому, вважалось, що відповідний насос має суттєво зношений підшипниковий вузол.

Вібраційні ознаки дефектів якнайкраще проявляються на найбільш динамічно навантажених режимах роботи, тому в першу чергу розглянемо режим роботи насоса «нагрівання» - тобто насос працює з водою але без її подачі.

На рис. 4.11 представлено спектри та спектрограми вібрацій у різних напрямках. Аналіз вібрацій вказує на досить широкий спектр гармонік: так у вертикальному напрямі присутні 1-а, 2-а, 3-я, 5-а, 6-а та 7-а гармоніки, а також спостерігається резонансний режим у діапазоні 300-400 Гц. Найбільші амплітуди мають 1-а, 7-а гармоніки та резонансний режим. Важливим спостереженням є наявність гармоніки із частотою близько 120 Гц, яка відповідає частоті, що характеризує наявність пошкодження у внутрішній обоймі або сепараторі підшипника. Крім того, у спектрі є гармоніка із частотою близькою до 0,5 від основної частоти обертання ротора.

Наявність виявлених частот у вібраціях у вертикальному напрямі підтверджується і картиною спектрограми, на якій частоти із 0,5 та (3,5 – 3,6) від основної гармоніки спостерігаються майже на всьому діапазоні зміни частоти обертання ротора.

Вібрації у осьовому напрямі мають менш виражені гармоніки у спектрі, так повністю домінує 7 гармоніка, проте присутні із малими амплітудами 1, 2, 3, 5 та 6 гармоніки. У спектрі також присутня гармоніка

близько 116-120 Гц. Спектрограма (рис. 4.11 г) підтверджує зроблені спостереження [115].

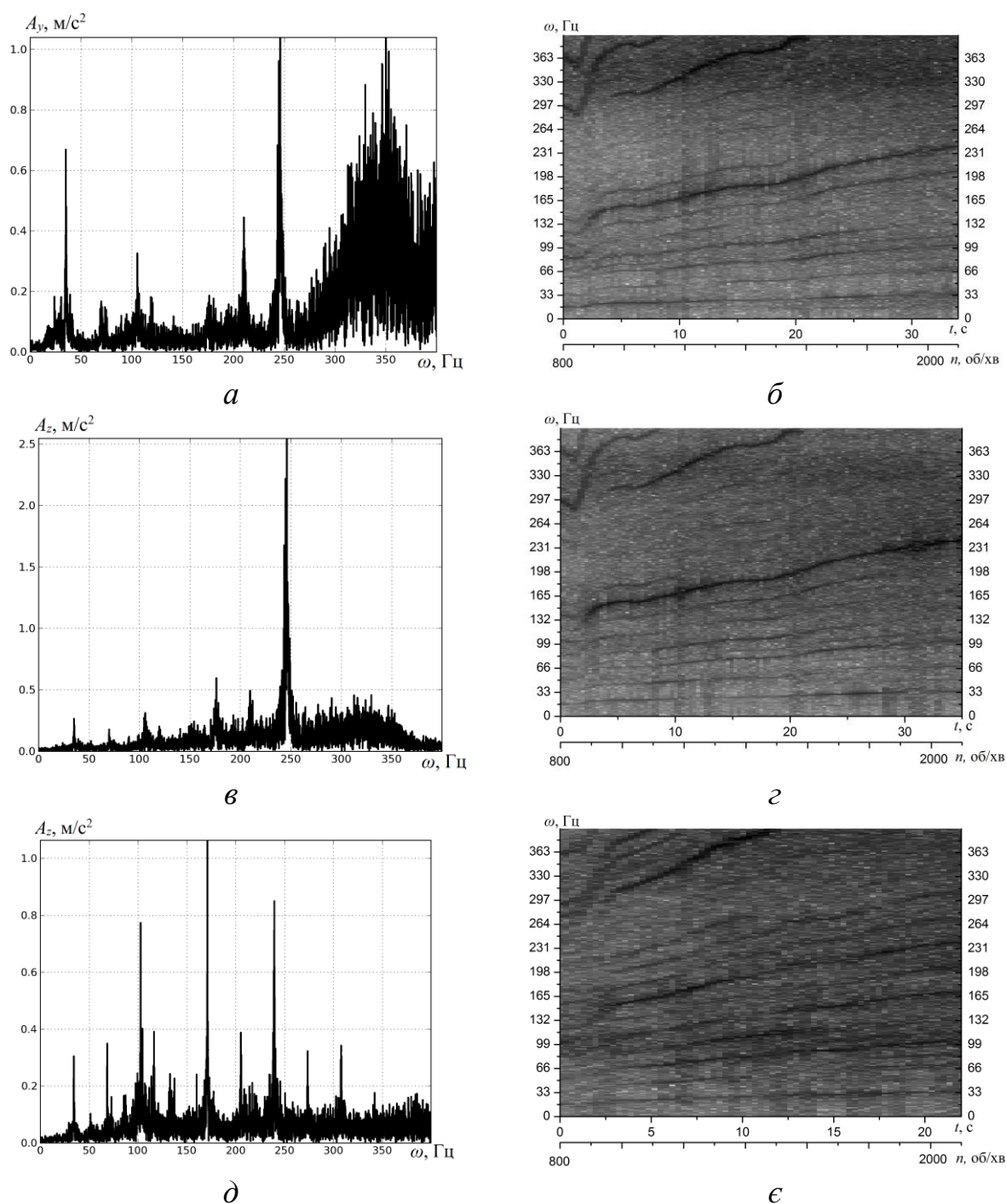


Рисунок 4.11 – Вібрації насоса із водою на режимі «нагрівання»

насос має пошкоджені (зношені) підшипники:

$a, в, д$ – спектри сигналу віброприскорень;

$б, г, е$ – поля змін спектрів (спектрограми) вібрацій при «прогонці» у вертикальному ($a, б$) осьовому ($в, г$) та горизонтальному ($д, е$) напрямках

У вібраціях в горизонтальному напрямі є картина, близька до вібрацій у вертикальному напрямі, так, збуджуються всі гармоніки – з 1 по 8. Найбільші амплітуди є у 5 гармоніки. Досить виражена гармоніка із частотою 116 Гц.

Аналізуючи кількісні показники вібрацій насоса із пошкодженими (зношеними) підшипниками, слід відмітити, що рівень вібрацій є значно більший. Залежність с.к.з. віброприскорень у різних напрямках від частоти обертання ротора приведена на рис. 4.12. На рисунку для наочності додано пунктирними лініями відповідні залежності, що отримані раніше для насоса без дефектів. З результатів можна побачити, що збільшення вібрацій під час роботи насоса із зношеним підшипниковим вузлом є досить суттєвим. Збільшення с.к.з. віброприскорень по кожному з напрямів становить 20 – 30 %.

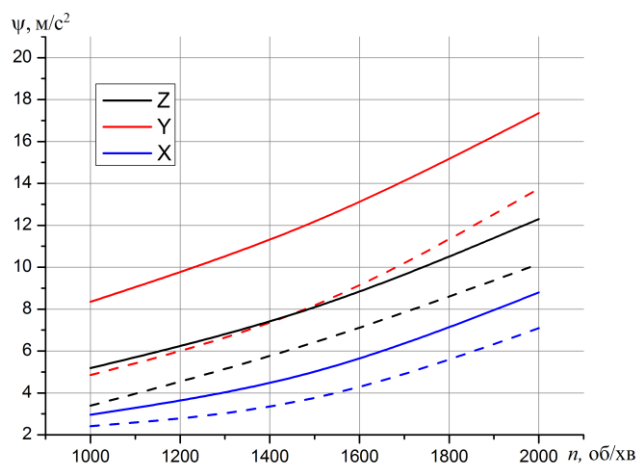


Рисунок 4.12 – Залежності с.к.з. віброприскорень вібрацій насоса, який має зношені підшипники, від частоти обертання ротора (насос працює на режимі «нагрівання»: з водою але без її подачі)

Порівняння кількісних показників вібрацій для вібрацій насоса із пошкодженнями підшипників і без них дає можливість виявити, що збільшення вібрацій найбільш сильно формується у вертикальній площині ХУ, а осьова вібрація не отримує істотного зросту. Напрямок вібрацій у

насосі із зношеними підшипниками є таким самим, що і у вібрації насоса без дефектів. Підтвердженням чого є форма просторової траєкторії віброприскорення, яка наведена на рис. 4.13. Проекції траєкторії на площини координат мають еліптичні форми. Проекція на площину YZ має більшу вісь еліпса під кутом до осьового напрямку. Кут складає майже 50° .

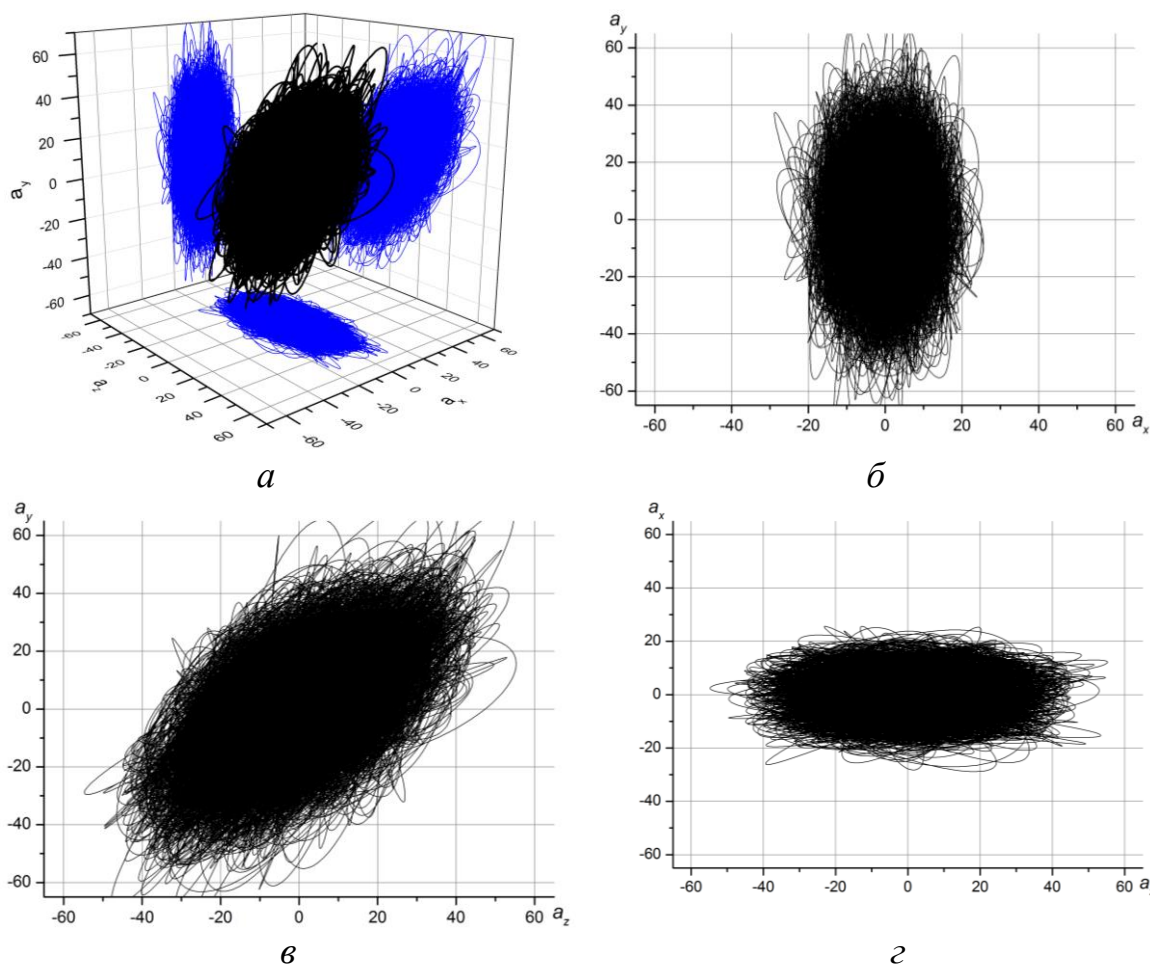


Рисунок 4.13 – Просторова траєкторія вектора віброприскорення насоса із зношеними підшипниками (режим роботи «нагрівання»: з водою та без її подачі): *a* – траєкторія у просторі; *б*, *в*, *г* – проекції траєкторії на площини XY, YZ та XZ

Окрім аналізу зміни вібрацій насоса на максимально динамічному режимі доцільно проаналізувати зміну у картині вібрацій насоса, який

працює без води. На рис. 4.14 представлено спектри та спектрограми вібрацій відповідно у різних напрямках.

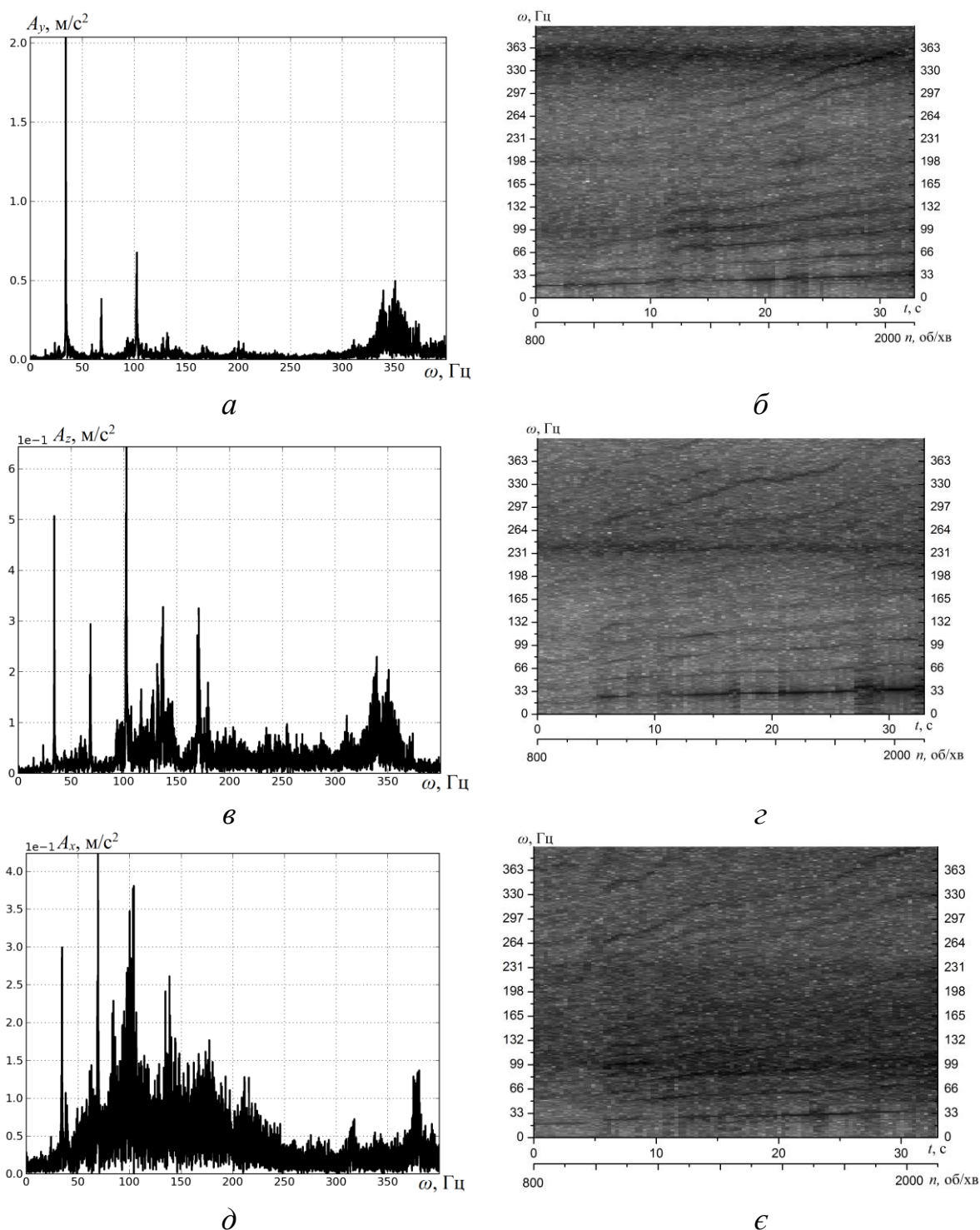


Рисунок 4.14 – Вібрації насоса без води, який має пошкоджені (зношені)

підшипники: a , $в$, $д$ – спектри сигналу віброприскорень;

$б$, $г$, $е$ – поля змін спектрів (спектрограми) вібрацій при «прогонці»

у вертикальному (a , $б$) осьовому ($в$, $г$) та горизонтальному ($д$, $е$) напрямках

Рівень вібрацій для насоса із зношеними підшипниками порівняно до насоса без дефектів значно підвищився, що в першу чергу стосується вібрацій у вертикальній площині XY. Так, вібрації по вертикалі збільшились на понад 30%. Вібрації в осьовому напрямі також збільшились в межах 10%. Відповідні результати у вигляді залежностей с.к.з. віброприскорень від частоти обертання ротора представлені на рис. 4.15.

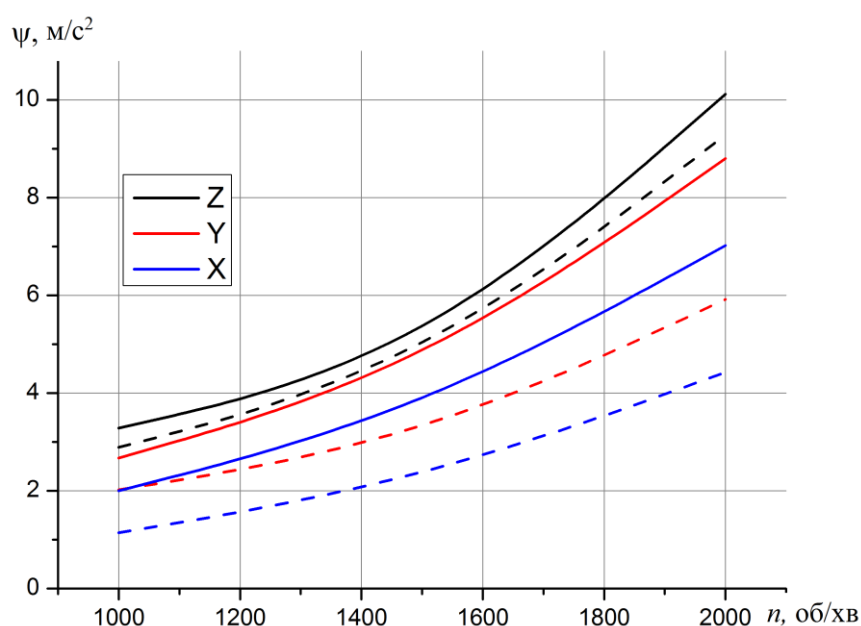


Рисунок 4.15 – Залежності с.к.з. віброприскорень вібрацій насоса, який має зношені підшипники, від частоти обертання ротора (насос працює на режимі без води)

Порівняння загальних рівнів вібрацій із аналогічними показниками для насоса без дефектів показують збільшення загальних рівнів вібрацій більше ніж на 30%.

На рис. 4.16 наведена просторова траєкторія вектора с.к.з. віброприскорень. Форма траєкторій та її проекції тотожні до траєкторії насоса без дефектів.

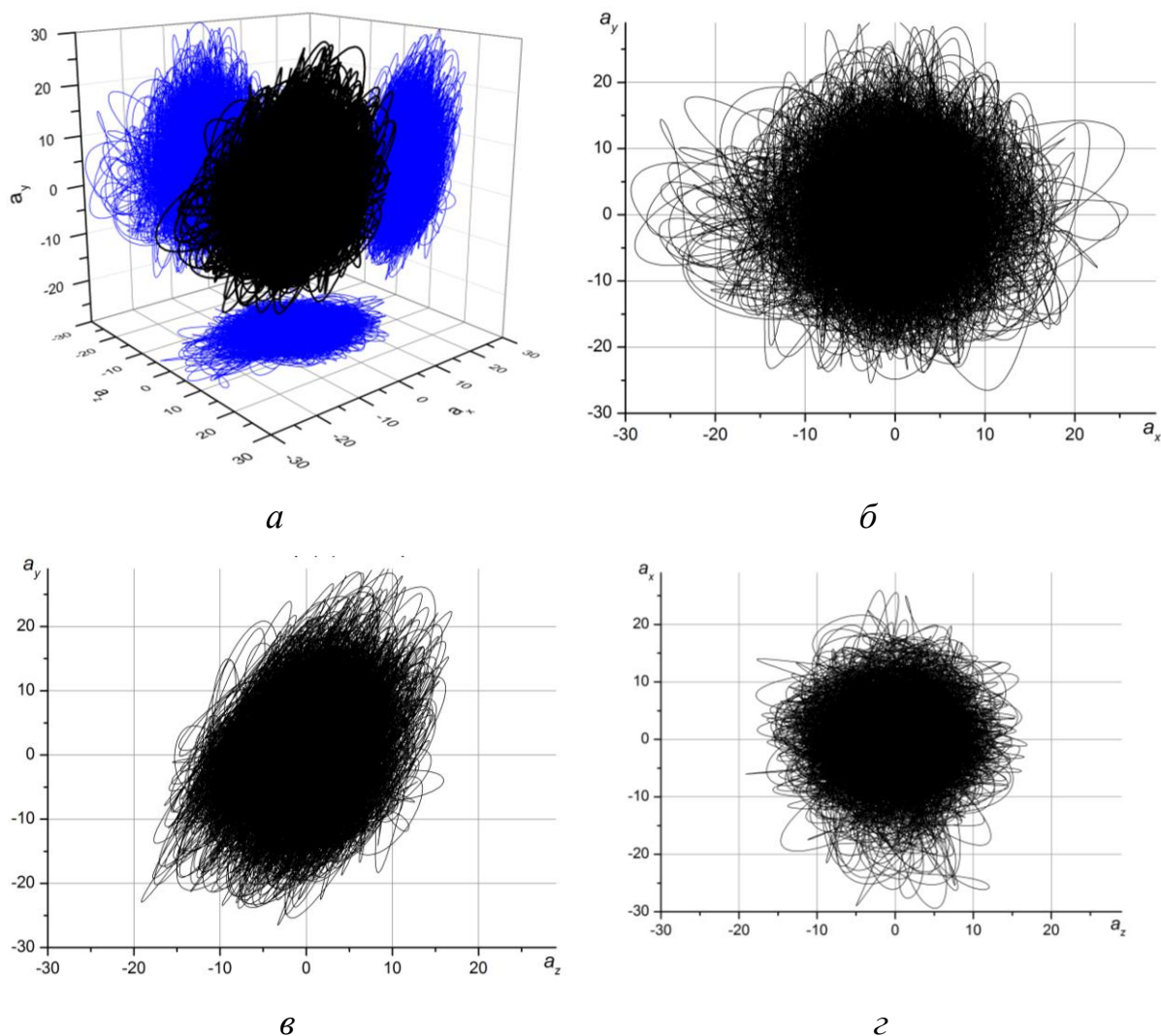


Рисунок 4.17 – Просторова траєкторія вектора віброприскорення насоса із наявністю внутрішнього дефекту: зношених підшипників (режим роботи без води) *a* – траєкторія у просторі; *б*, *в*, *г* – проєкції траєкторії на площини XY, YZ та XZ

4.4. Експериментальні дослідження з виявлення впливу послаблення кріплення насоса на несучій опорі на вібраційні параметри пожежного насоса ПН-40УВ під час його роботи

Підвищена вібрація насоса може бути викликана також послабленням його посадки на несучій рамі [116, 117]. Насос ПН-40УВ кріпиться до несучої рами за допомогою чотирьох болтових з'єднань,

розташування та введена нумерація яких показана на тривимірній геометричній моделі (4.18).

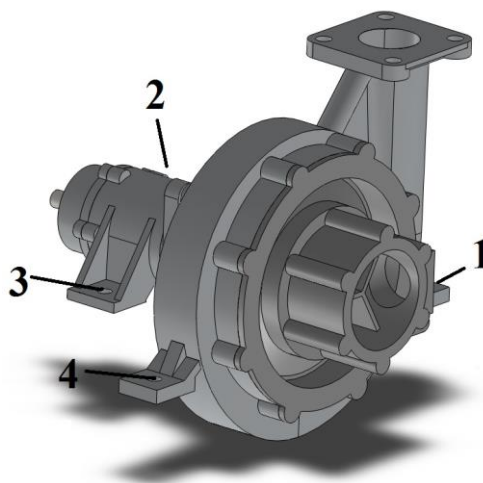


Рисунок 4.18 – Розташування та нумерація болтових з'єднань, якими закріплений насос ПН-40УВ до несучої рами

Для натурного дослідження зміни вібрацій насоса під час його роботи із послабленими кріпленнями до основи (несучої рами) ми провели серію експериментів під час яких вібрацію справного насоса вимірювали у процесі його роботи із різними комбінаціями відпущених болтів. Так було змодельовано декілька варіантів:

- 1) відпущено один: 1-й болт;
- 2) відпущено один: 4-й болт;
- 3) відпущено два болти: 1-й та 2-й;
- 4) відпущено два болти: 2-й та 3-й;
- 5) відпущено два болти: 1-й та 4-й;
- 6) відпущено три болти: 1-й, 2-й та 3-й;
- 7) відпущено всі чотири болти: 1-й, 2-й, 3-й та 4-й.

Останній варіант не означає вільного положення насоса, оскільки він, по-перше, з'єднаний із валом, а по-друге, і що є найбільш важливо, з'єднаний із корпусом пожежного автомобіля через жорстку трубопровідну систему [102].

Було проведено вібраційне випробування на найбільш динамічно навантаженому режимі: робота насоса із водою без її подачі. Спектрограми вібраційних сигналів, що були зареєстровані під час вібрацій насоса із різними комбінаціями послаблень болтових кріплень представлені на рис. 4.19 та 4.20.

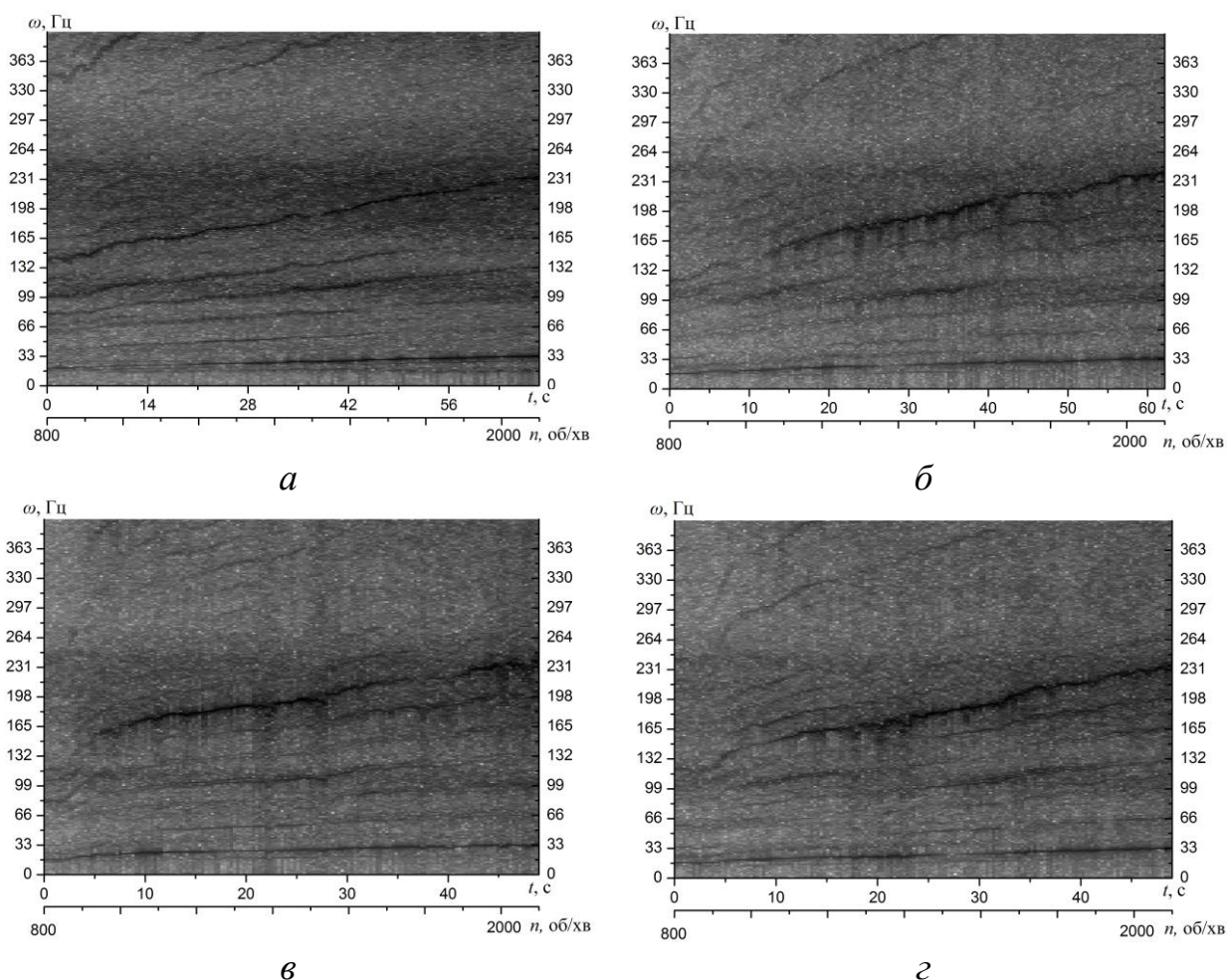


Рисунок 4.19 – Спектрограми вібрацій у вертикальному напрямі насоса на режимі «нагрівання» із наявністю послаблення у болтових з'єднаннях: *а* – без послаблення, *б в, г* – послаблення за схемами «1», «2,3» та «1,2,3»

Теоретично [101] спектральний аналіз є дуже важливим для цього виду послаблення, оскільки послаблення кріплень призводить до появи додаткових зазорів які під час вібрацій внаслідок взаємних співударів корпусу насоса і рами здатні викликати дрібнократні частоти (в першу

чергу 0,5 кратності основної частоти). Проте отримані експериментальні дані вказують, що вібрація пожежного насоса ПН-40УВ із будь-якою комбінацією відпущених болтових кріплень та на найбільш динамічно навантаженому режимі не викликає появи у спектрах дрібних гармонік. Більше того, спектральні картини є дуже близькими до спектрів вібрацій насоса без дефектів.

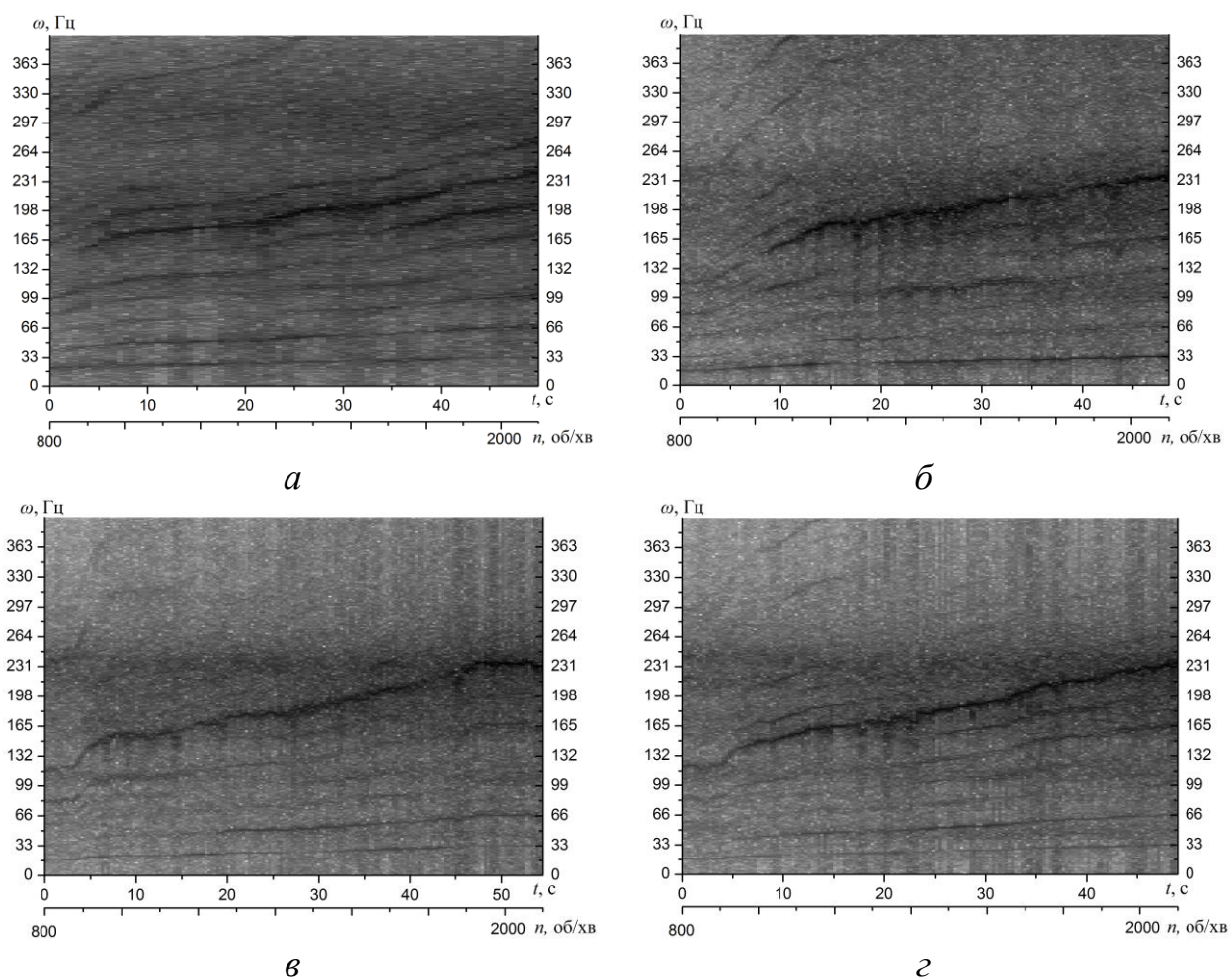


Рисунок 4.20 – Спектрограми вібрацій у осьовому напрямі насоса на режимі

«нагрівання» із наявністю послаблення у болтових з'єднаннях:

a – без послаблення, *б в, г* – послаблення за схемами «1», «2,3» та «1,2,3»

Можна було також очікувати зміну власних частот насоса, але резонансні зони, що проявляються, є досить широкими у діапазонах частот

від 100 до 135 Гц та від 160 до 260 Гц і помітної зміни у положенні або ширині зазначених зон не виявлено.

Отже, найбільш корисним у діагностиці послаблення болтових кріплень є кількісний аналіз. На рис. 4.21 представлено залежності с.к.з. віброприскорення від швидкості обертання ротора у вертикальному та осьовому напрямках насоса на режимі «нагрівання» із наявністю послаблення болтових кріплень із одним відпущеним болтом у різних варіантах. Пунктирною лінією представлено с.к.з. віброприскорення вібрацій насоса на тому ж режимі але без дефектів. Аналізуючи отримані результати можна побачити, що наявність послаблення призводить до деякого збільшення вібрацій, особливо у осьовому напрямі, проте збільшення не є великим. Більш небезпечним є послаблення 4-го болта порівняно із 1-м, що легко пояснюється конструктивними особливостями насоса, який із сторони першого болтового кріплення має жорстке з'єднання трубопроводів на всмоктувальному патрубку [118].

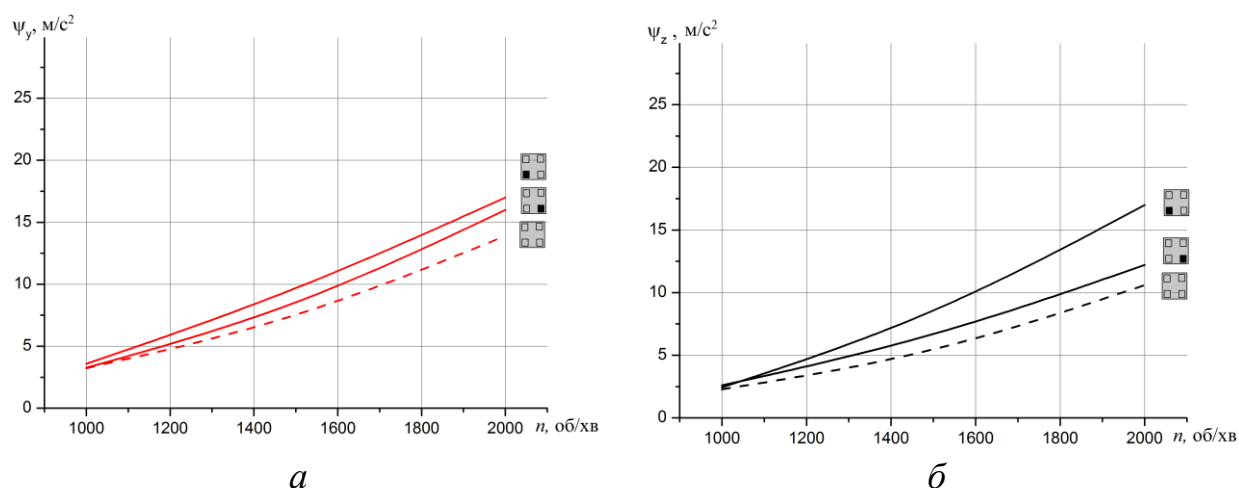


Рисунок 4.21 – Залежності с.к.з. віброприскорення у вертикальному (*a*) та осьовому (*б*) напрямках насоса на режимі «нагрівання» із наявністю послаблення у болтових з'єднаннях

Наступним аналіз проводився для вібрацій насоса на тому ж режимі, але із послабленням одразу двох і більше болтових з'єднань у різних комбінаціях. Результати представлені на рис. 4.22. Результати вказують на те, що відпущення одразу двох і більше болтових з'єднань призводить до суттєвого збільшення вібраційного рівня у понад два рази. Найбільші вібрації спостерігаються у вертикальному напрямі.

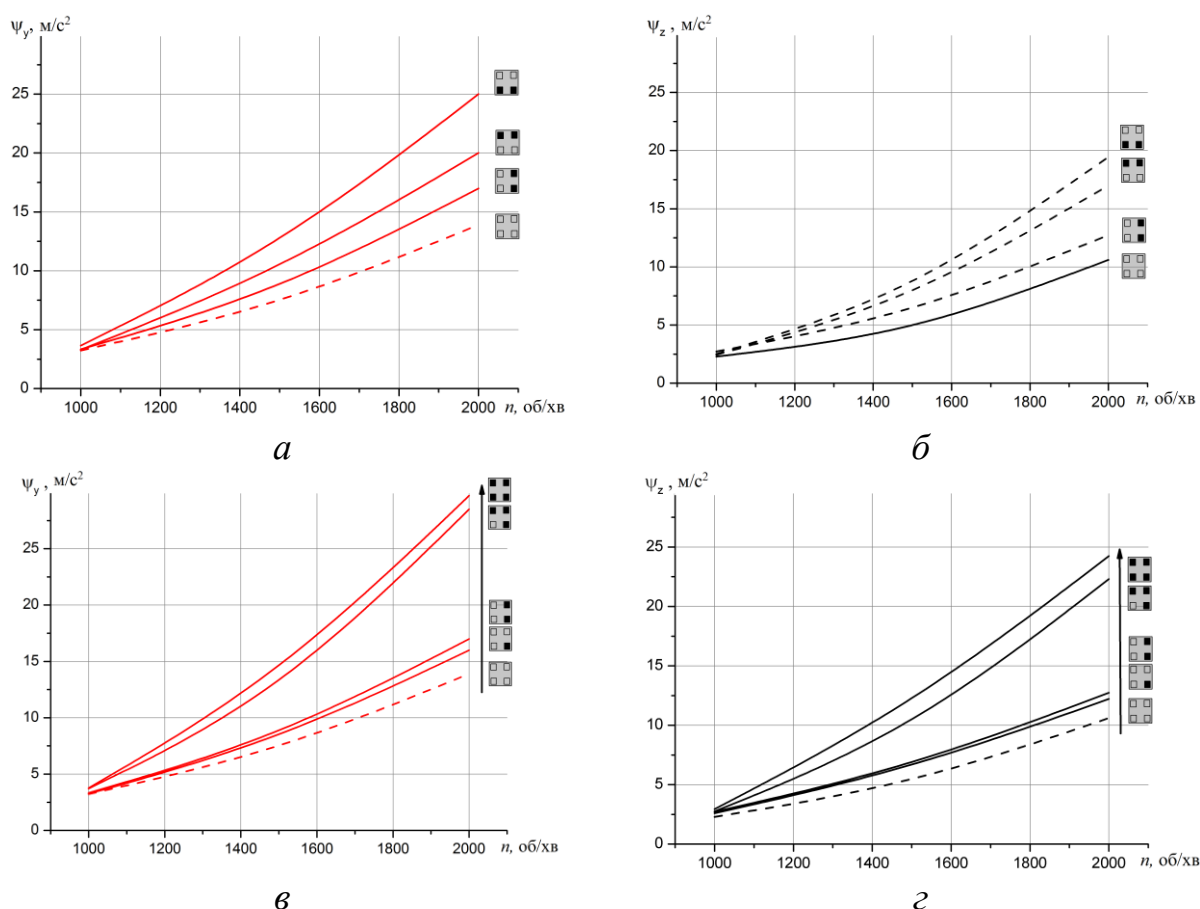


Рисунок 4.22 – Залежності с.к.з. віброприскорення у вертикальному (*а, в*) та осьовому (*б, г*) напрямках насоса на режимі «нагрівання» із наявністю послаблення у двох і більше болтових з'єднаннях

4.5. Висновки розділу

У цьому розділі експериментально отримані закономірності формування вібрацій пожежного відцентрового насоса, який має

характерні для експлуатації та наперед задані під час випробувань дефекти: прослаблення посадки вала, послаблення болтових кріплень, загальне зношування елементів шарнірних кріплень. Проведені дослідження дозволили визначити діагностичні вібраційні ознаки дефектів, а саме:

1. Встановлено, що засмічення робочого колеса призводить до збільшення дисбалансу, що посилює вібрації, особливо у вертикальній площині. Відповідний ефект проявляється сильніше під час випробувань насоса без води оскільки у цьому випадку осьова складова сили, що збуджує коливання, мінімальна.

2. Дефект типу послаблення посадки вала у підшипниковому вузлі має дві характерні ознаки: по-перше – це істотне збільшення осьової складової вібрацій у порівнянні до вібрацій насоса без дефектів або з іншими дефектами, а по-друге – це виникнення дрібної гармоніки, що відповідає 0,5 від частоти обертання ротора. Перший з ефектів проявляється на усіх режимах роботи та супроводжується істотною зміною у просторовій формі вібрацій, так кут нахилу еліпса вертикальної проекції просторової траєкторії вектора віброприскорень змінюється з 55 до 80 градусів.

3. Суттєво пошкоджений підшипник має аналогічні прояви, що супроводжуються збільшенням осьової складової у вібраціях (проте значно менш вираженої у порівнянні до послаблення посадки вала), додатково до цього спектр вібрацій має характерні «підшипникові частоти», що становлять 3,5-3,6 кратності частоти обертання ротора.

РОЗДІЛ 5

ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ТЕОРЕТИЧНИХ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

5.1. Розроблення методики визначення технічного стану пожежного насоса в експлуатації за вібраційними показниками

Розглянуті у цій роботі дослідження в комплексі дають змогу зробити певне узагальнення результатів та запропонувати методику проведення технічної діагностики відцентрових пожежних насосів. Ідея цієї діагностики полягає у аналізі динаміки зміни характеристик вібрацій насоса починаючи з його введення в експлуатацію і до моменту списання. Такий моніторинг дозволить відстежувати поточний технічний стан відцентрових пожежних насосів та динаміку його зношення. З метою організації моніторингу пропонується вести книгу обліку поточного технічного стану відцентрового пожежного насоса. Перший запис робиться в момент першого пуску насоса, усі наступні слід проводити під час планових ТО (з регулярністю один раз на рік для насосів, що знаходяться в експлуатації менше 5 років та кожні півроку – для насосів, які мають більший термін роботи. Рекомендацією до позачергового обстеження є підозра на погіршення тактико-технічних характеристик в експлуатації, виявлення під час огляду підвищеного рівня температури у підшипниковому вузлі, збільшення шуму тощо).

Випробування слід проводити для відцентрових насосів, які встановлені на справному автомобілі. Перед початком досліджень візуально перевіряють стан: сполучних елементів трубопроводів вакуумної системи і водяних комунікацій; ущільнюючих елементів вентилів, засувок, кранів; елементів кріплення агрегатів і приладів (тахометра, манометра, вакуумметрів тощо); цистерни і пінобака. У разі виявлення дефектів або

несправностей, які можуть вплинути на достовірність наступних випробувань, їх негайно усувають (або враховують).

Вимірювання вібраційних показників слід проводити на основі вібровимірювальних комплексів, які дозволяють вимірювати вібрацію, щонайменше у двох напрямках в точці тіла. Вимірювальна апаратура повинна попередньо бути метрологічно повіреною та мати свідоцтво про Державну метрологічну атестацію та має задовольняти наступним вимогам:

- дозволяти вимірювати віброприскорення у діапазоні зміни амплітуд від 1 до 40 м/с²;
- дозволяти вимірювати віброприскорення у діапазоні зміни частот починаючи від 10 Гц та з верхньою межею, що не менше за 300 Гц;
- щільність шуму датчика не повинна перевищувати $0,1 \frac{\text{мм/с}^2}{\sqrt{\text{Гц}}}$
- маса датчика, який встановлюється, повинна бути < 200 г.

Датчик необхідно встановлювати на верхній частині всмоктувального патрубку насоса або на корпусі масляної ванни підшипникового вузлу насосу. Контрольне вимірювання можна проводити додатково на вихідному патрубку.

Під час вимірювань необхідно забезпечити чітку фіксацію частоти обертання ротора насоса. Реалізація цієї вимоги може бути досягнута використанням тахометра, який дозволяє фіксувати значення частоти обертання ротора в межах 800-3000 об/хв та із похибкою не більше ± 50 об/хв. Робота вібровимірювального комплексу та тахометра має бути синхронізованою.

Алгоритм кожної окремої перевірки такий:

- на встановлений насос на аварійно-рятувальному автомобілі проводиться розміщення вібровимірювальної апаратури;

- проводяться експериментальні вимірювання вібрацій насоса на режимі «без води» у трьох напрямках;
- за отриманими даними розраховуються с.к.з. віброприскорень по кожному напрямку;
- проводиться розрахунок параметра вібронавантаженості (визначення загального вібраційного рівня)

$$\Psi_j = \sqrt{\Psi_{jx}^2 + \Psi_{jy}^2 + \Psi_{jz}^2}, \quad (5.1)$$

де Ψ_x , Ψ_y , Ψ_z – значення с.к.з. у горизонтальному, вертикальному та осьовому напрямках відповідно, отримані дані фіксуються у протоколі (вносяться до книги обліку поточного технічного стану насоса);

- визначається відносне значення зміни с.к.з. віброприскорень по кожному напрямку та параметру вібронавантаженості, яке вводиться як відношення значення параметра вібронавантаженості, що розраховані під час цього дослідження до значень цього параметра, що були розраховані під час попереднього обстеження

$$\overline{\Psi} = \frac{\Psi_j}{\Psi_{j-1}}, \quad (5.2)$$

$$\overline{\Psi}_x = \frac{\Psi_{xj}}{\Psi_{xj-1}}, \quad \overline{\Psi}_y = \frac{\Psi_{yj}}{\Psi_{yj-1}}, \quad \overline{\Psi}_z = \frac{\Psi_{zj}}{\Psi_{zj-1}}. \quad (5.3)$$

- окремо необхідно визначити відносне значення зміни с.к.з. віброприскорень по кожному напрямку та параметру вібронавантаженості відносно початкових значень;

- на основі отриманих даних обирається найгірший варіант для якого проводиться розрахунок показника рівня технічного стану насоса;
- використовуючи номограми визначаються функціональні та тактичні можливості застосування насоса із наявним технічним станом;
- проводяться експериментальні вимірювання вібрацій насосу на режимі «нагрівання» по трьом напрямам;
- за отриманими даними розраховуються с.к.з. віброприскорень по кожному напрямку та параметру вібронавантаженості (визначення загального вібраційного рівня);
- дані щодо с.к.з. віброприскорень по різних напрямках та параметр вібронавантаженості фіксуються у протоколі (вносяться до книги обліку поточного технічного стану насоса);
- проводиться процедура визначення спектрів зареєстрованих віброприскорень по всіх трьох напрямках (засобами комп'ютерної обробки отриманих сигналів);
- відповідно до комплексу отриманих даних, проводиться процедура діагностування наявності суттєвого дефекту або поломки насоса (графічно зазначена схема представлена на рис. 5.1), а саме:

1. якщо спектр вібрацій насоса є регулярним, відносне значення загального рівня вібрацій не має суттєвого збільшення, а також немає суттєвого збільшення будь-якої із складових вібрації, то цей насос є у задовільному стані із рівнем технічного стану, що визначався на попередньому етапі;

В усіх інших випадках застосування цієї насосної установки є не надійним і потребує проведення ремонтних робіт.

(під "суттєвим" розуміється збільшення більш ніж на 30% у порівнянні до попереднього та/або початкового)

2. якщо у спектрі вібрацій було виявлено гармоніки із кратністю 1,6 та/або 3,6 від робочої частоти обертання ротора, то формується підозра на пошкодження підшипникового вузла;

3. якщо у спектрі вібрацій було виявлено наявність кратних гармонік до робочої частоти обертання ротора, то формується підозра на проблеми у підшипниковому вузлі при цьому:

а) у разі присутності ще й гармонік із кратністю 1,6 та/або 3,6 від робочої частоти обертання ротора то має місце пошкодження підшипника;

б) якщо ця ознака супроводжується істотним збільшенням вібрацій в осьовому напрямі, то має місце просадка (зношення) вала;

4. якщо спектр є регулярним проте має місце істотне збільшення вертикальної складової вібрацій, то є підозра на проблеми з кріпленням насоса на рамі;

5. якщо спектр є регулярним проте має місце істотне збільшення одночасно вертикальної та горизонтальної складової вібрацій, то є підозра на проблеми з робочим колесом насоса (може бути його засмічення, пошкодження лопатей, збільшення радіального зазору, виникнення турбулентності в роботі, тощо);

6. якщо спектр вібрацій є регулярним та немає істотного відносного збільшення будь якої із складових вібрацій окремо, але має місце суттєве збільшення загального рівня вібрацій, то необхідно констатувати неможливість діагностики конкретного дефекту (Додаток А), але можна стверджувати, що має місце технічна проблема (у т.ч. і не з насосом).



Рисунок 5.1 – Схема методики проведення вібраційної діагностики технічного стану відцентрових пожежних насосів

5.2. Розроблення рекомендацій щодо застосування методики визначення технічного стану пожежного насоса в експлуатації за вібраційними показниками в системі технічного обслуговування пожежних автомобілів

При використанні методики визначення технічного стану пожежного насоса в експлуатації за вібраційними показниками слід дотримуватись таких рекомендацій:

- випробування проводяться на відцентрових пожежних насосах, що встановлюються на аварійно-рятувальних автомобілях;

- перше випробування здійснюється на ВПН аварійно-рятувального автомобіля, який поступив для введення в експлуатацію (справний ВПН) із застосуванням методики визначення технічного стану пожежного насоса в експлуатації за вібраційними показниками в системі технічного обслуговування пожежних автомобілів;

- перед початком випробувань візуально перевіряють стан: сполучних елементів трубопроводів вакуумної системи і водяних комунікацій; ущільнюючих елементів вентилів, засувки, кранів; елементів кріплення агрегатів і приладів (тахометра, манометра, вакуумметрів тощо); цистерни і пінобака. У разі виявлення дефектів або несправностей, які можуть вплинути на достовірність наступних випробувань, їх негайно усувають (або враховують);

- вимірювання вібраційних показників слід проводити на основі вібровимірювальних комплексів, що дозволяють вимірювати вібрацію, щонайменше у двох напрямках в точці тіла. Вимірювальна апаратура повинна попередньо бути метрологічно повіреною та мати свідоцтво про Державну метрологічну атестацію;

- датчик необхідно встановлювати на верхній частині всмоктувального патрубку насоса або на корпусі масляної ванни підшипникового вузла насоса. Контрольне вимірювання можна проводити додатково на вихідному патрубку;

- під час вимірювань необхідно забезпечити чітку фіксацію частоти

обертання ротора насоса;

- визначається початкова інформація про вібраційні показники пожежного насоса, що вводиться в експлуатацію;

- отримані дані фіксуються у протоколі (вносяться до книги обліку поточного технічного стану насоса);

- визначення інформації про вібраційні показники пожежного насоса у поточному стані. Діагностування індивідуальних залишкових експлуатаційних характеристик;

- діагностика проводиться з регулярністю один раз на рік для насосів, що знаходяться в експлуатації менше 5 років та кожні півроку для насосів, які мають більший термін роботи. Позачергове обстеження проводиться коли є підозра на погіршення тактико-технічних характеристик в експлуатації, виявлено під час огляду підвищення рівня температури у підшипниковому вузлі, збільшення шуму тощо;

- вимірювання віброприскорень проводиться по всіх трьох напрямках (засобами комп'ютерної обробки отриманих сигналів);

- відповідно до комплексу отриманих даних, проводиться процедура діагностування наявності суттєвого дефекту або поломки насоса;

- якщо спектр вібрацій насоса є регулярним, відносне значення загального рівня вібрацій не має суттєвого збільшення, а також немає суттєвого збільшення будь-якої із складових вібрації (під «суттєвим» розуміється збільшення більш ніж на 30% у порівнянні до попереднього та/або початкового), то цей насос є у задовільному стані із рівнем технічного стану, що визначався на попередньому етапі;

- в усіх інших випадках застосування цієї насосної установки є не надійним і потребує проведення ремонтних робіт;

- ознаками для проведення ремонтних робіт є підозра на пошкодження підшипникового вузла, зношення вала, проблеми з кріпленням насоса на рамі, проблеми з робочим колесом насоса;

- якщо спектр вібрацій є регулярним та не має істотного відносного

збільшення будь-якої із складових вібрацій окремо, але має місце суттєве збільшення загального рівня вібрацій, то необхідно констатувати неможливість діагностики конкретного дефекту, але можна стверджувати, що має місце технічна проблема (у т.ч. і не з насосом).

5.3. Техніко-економічне оцінювання впровадження результатів в практику

Результати теоретичних та експериментальних досліджень з виявлення взаємозв'язку параметрів вібраційних коливань відцентрових пожежних насосів з їх технічним станом та технічними характеристиками покладено в основу застосування вібраційного діагностування та технічного обслуговування, передбаченого розробленою «Методикою визначення технічного стану пожежного насоса в експлуатації за вібраційними показниками», затвердженою начальником ГУ ДСНС України у Львівській області та впровадженою у його практичну діяльність, про що засвідчує акт впровадження (Додаток Б).

Розроблені тривимірні моделі, які описують роботу відцентрових пожежних насосів, використовуються на ТОВ «ПК «ПОЖМАШИНА» для уявлення про особливості роботи окремих конструктивних деталей та визначення їх впливу на експлуатаційні параметри та надійність роботи (Додаток В). Отримані результати створюють передумови для удосконалення технічної документації та формування рекомендацій щодо підвищення довговічності, ресурсу та надійності експлуатації відцентрових пожежних насосів, що засвідчено актом впровадження.

Основні положення роботи також впроваджено в навчальний процес Львівського державного університету безпеки життєдіяльності (Додаток Д) та Черкаського інституту пожежної безпеки ім. Героїв Чорнобиля НУЦЗУ (Додаток Е) під час викладання дисциплін за напрямками підготовки «Пожежна безпека» та «Цивільний захист».

Під техніко-екномічною ефективністю методики визначення технічного стану пожежного насоса в експлуатації за вібраційними показниками у цілому розуміють зниження витрат на технічне обслуговування відцентрових пожежних насосів на об'єктах, де впроваджено закінчену методику технічного обслуговування та розроблені рекомендації.

Існує багато методик визначення економічної ефективності в різних галузях, але всі вони зводяться до того, що основною оцінкою реальної економічної ефективності нових наукових розробок за рік виступає коефіцієнт економічної ефективності, який визначається за формулою:

$$K_{\text{еф}} = E_{\text{еф}} / E_2, \quad (5.4)$$

де $E_{\text{еф}}$, E_2 – відповідно сума реального економічного ефекту від впровадження результатів наукової розробки за рік і загальна сума затрат на здійснення технічного обслуговування за цей же період, тис. грн.

Економічний ефект від впровадження методики визначення технічного стану пожежного насоса в експлуатації за вібраційними показниками в системі технічного обслуговування пожежних автомобілів визначається залежністю

$$E_{\text{еф}} = E_2 - E_1, \quad (5.5)$$

де E_1 – величина витрат на технічне обслуговування при застосуванні розробленої методики визначення технічного стану пожежного насоса в експлуатації за вібраційними показниками в системі технічного обслуговування пожежних автомобілів;

E_2 – величина витрат на технічне обслуговування при проведенні його за існуючою системою визначення технічного стану пожежного насоса в експлуатації.

Величина витрат на технічне обслуговування E за рік може бути розрахована за формулою [119]:

$$E = k \cdot Ц \cdot \beta = k \cdot A \cdot S \cdot \beta \text{ грн/рік}, \quad (5.6)$$

де $Ц$ – ціна реалізації нової розробки, якщо вона була відома або визначена раніше, грн./шт.;

k – коефіцієнт, який ураховує витрати на амортизацію, електроенергію, обслуговування, ремонти, тощо, $k = 0,2 \dots 0,4$; для обчислювальної техніки $k = 0,5 \dots 0,7$; для технічних рішень, в яких значну питому вагу мають змінні елементи, наприклад, батарейки $k = 1 \dots 3$;

A – коефіцієнт, який ураховує прогнозований прибуток та податки, які повинен сплачувати виробник, $A \approx 1,7 \dots 2,3$;

S – собівартість нової розробки, розрахована спрощеним способом, грн.;

β – доля часу, яку затрачає працівник на обслуговування нової технічної або інтелектуальної розробки в загальному часі своєї роботи.

Собівартість, розрахована спрощеним способом, визначається за залежністю:

$$S = C \cdot t, \quad (5.7)$$

де C – вартість роботи однієї години працівника, який проводить технічне обслуговування в системі технічного обслуговування пожежних автомобілів, грн;

t – час протягом якого працівник виконує технічне обслуговування ВПН пожежного автомобіля, год.

$$E_1 = 0,5 \cdot 1,7 \cdot 106,56 \cdot 250 = 22644 \text{ грн/рік};$$

$$E_2 = 0,5 \cdot 1,7 \cdot 142,08 \cdot 250 = 30192 \text{ грн/рік};$$

$$E_{\text{еф}} = 30192 - 22644 = 7548 \text{ грн/рік.}$$

$$K_{\text{еф}} = 7548 / 30192 = 0,25.$$

Таблиця 5.1 – Економічна ефективність технічного обслуговування при застосуванні розробленої методики визначення технічного стану відцентрового пожежного насоса в експлуатації

Коефіцієнт економічної ефективності $K_{\text{еф}}$	Економічна ефективність, %
0,25	25

Отже, коефіцієнт економічної ефективності становить 0,25 або на 25% зменшуються витрати при застосуванні розробленої методики визначення технічного стану пожежного насоса в експлуатації за вібраційними показниками в системі технічного обслуговування пожежних автомобілів.

Проведені дослідження і розроблені рекомендації спрямовані на створення системи контролю технічного стану відцентрових пожежних насосів, що знаходяться в експлуатації та підвищення ефективності діяльності підрозділів ДСНС України за рахунок раціонального використання наявних технічних можливостей пожежного обладнання що знаходиться на озброєнні за рахунок зменшення часу та фінансових витрат, що наведені вище, на технічне обслуговування вібраційних пожежних насосів пожежних автомобілів.

5.4. Висновки розділу

У цьому розділі розроблено методику визначення технічного стану пожежного насоса в експлуатації за вібраційними показниками, сформульовані рекомендації щодо її застосування та проведено техніко-економічне оцінювання впровадження результатів в практику. На основі проведених досліджень зроблено такі висновки:

1. Розроблено методику визначення технічного стану відцентрового пожежного насоса за вібраційними показниками та порядок її застосування в системі технічного обслуговування пожежних автомобілів;
2. Розроблено рекомендації щодо застосування методики визначення технічного стану пожежного насоса в експлуатації за вібраційними показниками в системі технічного обслуговування пожежних автомобілів, які окреслюють сферу застосування цієї методики та відповідні межі;
3. На підставі техніко-економічного оцінювання впровадження результатів в практику встановлено, що витрати часу зменшуються в понад 3 рази, економічний ефект від застосування методики визначення технічного стану пожежного насоса в експлуатації за вібраційними показниками в системі технічного обслуговування пожежних автомобілів становить 25%.
4. Методику визначення технічного стану пожежного насоса в експлуатації за вібраційними показниками затверджено начальником ГУ ДСНС України у Львівській області та впровадженою у його практичну діяльність, про що засвідчує акт впровадження. Розроблені тривимірні моделі, які описують роботу відцентрових пожежних насосів, використовуються на ТОВ «ПК «ПОЖМАШИНА» для уявлення про особливості роботи окремих конструктивних деталей та визначення їх впливу на експлуатаційні параметри та надійність роботи. Основні положення роботи також впроваджено в навчальний процес Львівського державного університету безпеки

життєдіяльності та Черкаського інституту пожежної безпеки ім. Героїв Чорнобиля НУЦЗУ.

ВИСНОВКИ

Дисертаційна робота є завершеною науковою працею, в якій розв'язано актуальну наукову задачу – розкриття взаємозв'язку вібраційних коливань відцентрового пожежного насоса на його працездатність та ефективність застосування обладнаного ним пожежного автомобіля під час гасіння пожеж та проведення аварійно-рятувальних робіт, пов'язаних з ними. Одержано такі основні наукові та практичні результати:

1. За результатами аналізу статистики пожеж та сучасного стану з питань застосування пожежних автомобілів з відцентровими пожежними насосами несправності за останніх 5 років становлять до 39 % в практиці пожежогасіння, тому висунуто ідею, що одним із шляхів підвищення ефективності гасіння пожеж та проведення аварійно-рятувальних робіт, пов'язаних з ними, є застосування вібраційної діагностики таких насосів в системі їх технічного обслуговування.

2. Розроблено математичні моделі роботи відцентрових пожежних насосів та з їх застосуванням проведено моделювання динамічних характеристик, у тому числі за наявності внутрішніх дефектів (вихід з ладу підшипників, пошкодження робочого колеса, збільшення допустимих зазорів у корпусі, перекіс вала тощо);

3. Розроблено методику та проведені експериментальні дослідження з виявлення взаємозв'язку виду несправностей (вихід з ладу підшипників, пошкодження робочого колеса, збільшення допустимих зазорів у корпусі, перекіс вала тощо) відцентрового пожежного насоса пожежного автомобіля із параметрами його ампліудно-частотних характеристик. Встановлено, що пошкодження підшипника здатне збільшити амплітуди перших трьох гармонік вібрацій в осьовому та вертикальному напрямках майже у 3 рази, а у горизонтальному напрямі – більш ніж на 50 %;

4. Здійснено перевірку адекватності розроблених математичних моделей з експериментальними даними і встановлено, що розбіжність між

теоретичними та експериментальними значеннями не перевищує значення 10 %;

5. З урахуванням отриманих результатів теоретичних та експериментальних досліджень із застосуванням алгоритму дискретного перетворення Фур'є та сучасних програмних комплексів розроблено критерії ідентифікування несправностей і технічного стану відцентрових пожежних насосів пожежних автомобілів за спектральними характеристиками вібраційних сигналів, де загальні рівні вібрацій знаходяться в межах від 10 % до понад 30 %;

6. Розроблено методику визначення технічного стану відцентрового пожежного насоса за вібраційними показниками та порядок її застосування в системі технічного обслуговування пожежних автомобілів;

7. Результати теоретичних та експериментальних досліджень з виявлення взаємозв'язку параметрів вібраційних коливань відцентрових пожежних насосів з їх технічним станом та технічними характеристиками покладено в основу застосування вібраційного діагностування та технічного обслуговування, передбаченого розробленою здобувачем «Методикою визначення технічного стану пожежного насоса в експлуатації за вібраційними показниками».

8. Розроблено тривимірні моделі, які описують роботу відцентрових пожежних насосів та використовуються для уявлення про особливості роботи окремих конструктивних деталей, визначення їх впливу на експлуатаційні параметри та надійність роботи. Отримані результати створюють передумови для удосконалення технічної документації та формування рекомендацій щодо підвищення довговічності, ресурсу та надійності експлуатації відцентрових пожежних насосів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Иванов А. Ф. Пожарная техника. Ч. I. Пожарно-техническое оборудование / А. Ф. Иванов, М. Д. Безбородько. – М. : Стройиздат, 1988. – 415 с.
2. Иванов А. Ф. Пожарная техника. Ч. II. Пожарные автомобили / А. Ф. Иванов, М. Д. Безбородько. – М. : Стройиздат, 1988. – 286 с.
3. Пожежна техніка. Ч.1. Пожежні насоси : Навчальний посібник / Перепечаєв В. Д., Макаревський П. В., Качкар Є. В., Биченко С. М. та ін. – Черкаси: АПБ ім. Героїв Чорнобиля, 2012. – 125 с.
4. ДСТУ 2273: 2006 Протипожежна техніка. Терміни та визначення основних понять.
5. Пожарная техника : Учебник / Безбородько М. Д., Алешков М. В., Роевко В. В. и др. – М. : Академия ГПС МЧС России, 2004. – 550 с.
6. Пожарно-техническое вооружение : Уч. пособие / Минаев Н. А., Исаев М. Н., Иванов А. Ф. и др. – М. : Стройиздат, 1974. – 372 с.
7. Ренкас А. Г. Работа з насосними установками пожежних автомобілів. Інтерактивні тренажери: Навч. посібник. / А. Г. Ренкас, О. В. Придатко. – Львів : ЛДУБЖД, 2007. – 84 с.
8. Технічний опис та інструкція з експлуатації автоцистерни пожежної АЦ-40(130)63Б.
9. Яковенко Ю. Ф. Пожарные автомобили нового поколения: концепция многофункциональности / Ю. Ф. Яковенко // Средства спасения. Противопожарная защита 2004. – М., 2004.
10. Інструкція з експлуатації аварійно-рятувального автомобіля АППД – 2(3310)-274.
11. Інструкція з експлуатації автоцистерни пожежної АЦ-2,5-40/4(433362) ПМ-540Д.
12. Яковенко Ю.Ф. Эксплуатация пожарной техники / Ю.Ф.Яковенко – М. : Стройиздат, 1991– 413 с.
13. Наказ МНС України від 08.08.2007 № 538 «Про затвердження Настанови з

експлуатації транспортних засобів у підрозділах МНС України».

14. Болотин В. В. Прогнозирование ресурса машин и конструкций / В. В. Болотин. – М. : Машиностроение, 1984. – 312 с.
15. Жовдак В. А. Прогнозирование надежности механических систем / В. А. Жовдак, Л. Ф. Тарасова. – Х. : изд. НТУ «ХПИ», 2007. – 108 с.
16. Анілович В. Я. Міцність та надійність машин / В. Я. Анілович, А. С. Гринченко, В. В. Кирабом. – К. : Урожай, 1996. – 288 с.
17. Канарчук В. Є. Надійність машин: Підручник / В. Є. Канарчук, С. К. Полянський, М. М. Дмитрієв. – К. : Либідь, 2004. – 414 с.
18. Мигаль В. Д. Модели оценки технического состояния и управления ресурсом и надежностью машин / В. Д. Мигаль, А. В. Бажинов, М. С. Олискевич // Автомобильный транспорт. Сб. науч. трудов. – Х. : ХНАДУ, 2003. – № 13. – С. 30 – 34.
19. Ларин А. А. Прогнозирование и анализ надежности машиностроительных конструкций / А. А. Ларин. – Х. : НТУ «ХПИ», 2011. – 128 с.
20. Гринченко А. С. Механическая надежность мобильных машин: Оценка, моделирование, контроль. – Х. : Віровець А. П. «Апостроф», 2012. – 259 с.
21. Канарчук В. Є. Експлуатаційна надійність автомобілів: Підручник у 2 ч., 4 кн. / В. Є. Канарчук, О. А. Лудченко, А. Д. Чигиринець. – К. : Вища школа, 2000. – Ч. 1: кн. 1. – 609 с.
22. ДСТУ 2860-94. Показники надійності – К. : Держстандарт Україна, 1994. – 92 с.
23. Ardell B. L. Failure Analysis of Centrifugal Pumps // Sound and vibration. – 1997. – № 09. – P. 20 – 25.
24. Канарчук В. Є. Основи технічного обслуговування і ремонту автомобілів / В. Є. Канарчук, О. А. Лудченко, А. Д. Чигиринець. – К. : Вища школа, 1994. – 599 с.
25. Лудченко О. А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів / О. А. Лудченко. – К. : Знання-Прес, 2003. – 512 с.
26. Колесник П. А. Техническое обслуживание и ремонт автомобилей / П. А.

- Колесник, В. А. Шейнин. – М. : Транспорт, 1985. – 325 с.
27. Техническое обслуживание и ремонт машин / Лауш П. В., Власенко Н. В., Столяров И. П., Чабанный В. Я. – К. : Вища школа, 1989. – 351 с.
 28. Гаврилов К. Л. Государственный технический осмотр. Практическое руководство по проверке технического состояния автотранспортных средств при государственном техническом осмотре / К. Л. Гаврилов – М. Майор. Издатель Осипенко А. И., 2004.
 29. Тимчасовий порядок організації внутрішньої, гарнізонної та караульної служб МНС України. Затверджений наказом МНС України № 794 від 31.10.2008 р.
 30. ДСТУ 3687-98 Державний стандарт України. Насоси пожежні відцентрові. Загальні технічні умови.
 31. Калашников О. Г. Ремонт машин / О. Г. Калашников, П. В. Лауш, С. С. Некрасов. – К. : Вища школа, 1983. – 360 с.
 32. Нормы межремонтных периодов, структура ремонтных циклов и содержание работ по видам ремонта машинного оборудования предприятий нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности. – Волгоград: ВНИКТИнефтехимоборудования, 1987.
 33. Иванников В. П. Справочник руководителя тушения пожаров / В. П. Иванников – М. : Стройиздат, 1987.
 34. Повзик Я. С. Пожарная тактика / Я. С. Повзик – М. : Спецтехника, 1999. – 412 с.
 35. Повзик Я. С. Справочник руководителя тушения пожара / Я. С. Повзик – М. : Спецтехника, 2000. – 367 с.
 36. Терещнев В. В. Справочник руководителя тушения пожара. Тактические возможности пожарных подразделений / В. В. Терещнев – М. : Пожкнига, 2004. – 248 с.
 37. Пожарные насосы // Строй-Теника. Ру. – режим доступа: <http://stroy-technics.ru/article/pozharnye-nasosy> (20.03.2014).
 38. Апполонова И. В. Надежность и эффективность в технике. Справочник Т.

- 7 / Под редакцией И. В. Апполонова. – М. : Машиностроение, 1989. – 280 с.
39. Синельникова Е. А. Повышение эффективности системы водозаполнения насосных агрегатов пожарных автомобилей. Автореферат дисс. ... канд. техн. наук: 05.26.03. – М., 2004. – 21 с.
40. Иванов Е. Н. Противопожарное водоснабжение / Е. Н. Иванов – М. : Стройиздат, 1986. – 316 с.
41. Авдонькин Ф. Н. Изменение технического состояния автомобиля в процессе эксплуатации / Ф. Н. Авдонькин. – Изд. Саратовского университета, 1973. – 192 с.
42. Ущапівський І. Л. Вплив надійності роботи пожежних насосів на ефективність роботи підрозділів ДСНС / І. Л. Ущапівський // Інформаційні технології : наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: тези доповідей XXII Міжнар. наук.-практ. конф. – Х. : НТУ«ХП», 2014. – Ч. І. – С. 79.
43. Неразрушающий контроль и диагностика : Справочник / Клюев В. В., Соснин Ф. Р., Филинов В. Н. и др. Под ред. В.В. Клюева. – М. : Москва, Машиностроение, 1995. – 488 с.
44. Мозгалевский А. В. Техническая диагностика / А. В. Мозгалевский, Д. В. Гаскаров. – М : Высшая школа, 1975. – 207 с.
45. Гаплямов И. И. Магнито- и вибролокация дефектов нефтепромысловых трубопроводных коммуникаций и оборудования. Дисс. ... докт. техн. наук. – Уфа: УГНТУ, 2000.
46. Говорущенко Ю. А. Диагностика технического состояния автомобилей [Текст] / Ю. А. Говорущенко. – М. : Транспорт, 1970.
47. Канарчук В. Є. Безконтактна теплова діагностика машин / В. Є. Канарчук, А. Д. Чигиринець. – М. : Машиностроение, 1987. – 160 с.
48. Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов / Балицкий Ф. Я., Иванова М. А., Соколова А. Г., Хомяков Е. И. – М. : Наука, 1984. – 120 с.
49. Генкин М. Д. Виброакустическая диагностика машин и механизмов /

- М. Д. Генкин, А. Г. Соколова. – М. : Машиностроение, 1987. – 288 с.
50. Гольдин А. С. Вибрация роторных машин: – 2-е изд. исправл. / А. С. Гольдин. – М. : Машиностроение, 2000 – 344 с.
 51. Мигаль В. Д. Вибрационные методы и средства распознавания дефектов машин / В. Д. Мигаль. – Х. : ХГПУ, 1996. – 236 с.
 52. Мигаль В. Д. Вибрация машин и ее диагностические признаки / В. Д. Мигаль. – Х. : ХГПУ, 1997. – 262 с.
 53. Тейлор Д. И. Идентификация дефектов подшипников с помощью спектрального анализа: Пер. с англ. – Конструирование и технология машиностроения / Д. И. Тейлор. – М. : Мир, 1986. – т. 102, № 2. – С. 1-8.
 54. Христензен В. Л. Вибрационное диагностирование ГПА по изменению спектра роторных гармоник. – Автореферат дисс. ... канд. техн. наук: 05.04.07. – М., 1985. – 21 с.
 55. Application of averaged instantaneous power spectrum for diagnostics of machinery operating under non-stationary operational conditions / Urbanek J., Barszcz T., Zimroz R., Antoni J. // Measurement. – 2012. – Vol. 45, No. 7. – P. 1782-1791.
 56. Ocampo R. Fatigue failures in pumps – part 2 / R. Ocampo, B. Ruiz // World Pumps. – 2008. – Vol. 2008, no. 502. – P. 18-21.
 57. Sakthivel N. R. Comparison of dimensionality reduction techniques for the fault diagnosis of mono block centrifugal pump using vibration signals / N. R. Sakthivel, B. B. Nair, M. Elangovan [et al.] // Engineering Science and Technology, an International Journal. – 2014. – Vol. 17, no. 1. – P. 30-38.
 58. Sakthivel N. R. Vibration based fault diagnosis of monoblock centrifugal pump using decision tree / N. R. Sakthivel, V. Sugumaran, S. Babudevasenapati // Expert Systems with Applications. – 2010. – Vol. 37, no. 6. – P. 4040-4049.
 59. Sakthivel N. R. Soft computing approach to fault diagnosis of centrifugal pump / N. R. Sakthivel, V. Sugumaran // Applied Soft Computing. – 2012. – Vol. 12, no. 5. – P. 1574-1581.
 60. Experimental and dynamic system simulation and optimization of a centrifugal

- pump-coupling-engine system. part 1: failure identification / Espadafor F. J., Villanueva J. B., García M. T., Trujillo E. C. // *Engineering Failure Analysis*. – 2011. – Vol. 18, no. 1. – P. 1-11.
61. Mustata S. C. Diagnosis and vibration diminishing in pump operation / S. C. Mustata, D. Dracea, A. S. Tronac [et al.] // *Procedia Engineering*. – 2015. – Vol. 100. – P. 970-976.
62. Beebe R. Pump monitoring: unusual incidents / R. Beebe // *World Pumps*. – 2010. – Vol. 2010, No. 4. – P. 24–28.
63. Kawashima R. Approaches to stable operation of shaftless centrifugal pump / R. Kawashima, M. Uno, T. Kanemoto // *Journal of Thermal Science*. – 2009. – Vol. 18, no. 1. – P. 48-53.
64. Pei J. Dynamic stress analysis of sewage centrifugal pump impeller based on two-way coupling method / J. Pei, S. Yuan, J. Yuan // *Chinese Journal of Mechanical Engineering*. – 2014. – Vol. 27, no. 2. – P. 369-375.
65. Yuan S. Experimental investigation on the flow-induced noise under variable conditions for centrifugal pumps / S. Yuan, J. Yang, J. Yuan [et al.] // *Chinese Journal of Mechanical Engineering*. – 2012. – Vol. 25, no. 3. – P. 456-462.
66. Sturtevant T. B. Introduction to fire pump operations / T. B. Sturtevant. – Cengage Learning, 2004. – 422 p.
67. Биргер И. А. Техническая диагностика / И. А. Биргер. – М. : Машиностроение, 1978. – 240 с.
68. Компьютерное моделирование вибраций центробежных пожарных насосов с дисбалансом / А. Н. Ларин, И. Л. Ущипивский, Я. Б. Кырылив, А. А. Ларин // *Чрезвычайные ситуации: образование и наука : междунар. науч.-техн. журн.* – Гомель : ГИИ МЧС Республики Беларусь, 2014. – Т. 9, №1. – С. 55-61.
69. Басов К. А. ANSYS в примерах и задачах / К. А. Басов. – М. : КомпьютерПресс, 2002. – 224 с.
70. Басов К. А. ANSYS справочник пользователя / К. А. Басов. – М. : ДМК Пресс. – 640 с.
71. Морозов Е. М. ANSYS в руках инженера. Механика разрушения /

- Е. М. Морозов. – М. : Ленанд, 2010. – 456 с.
72. Бате К. Численные методы анализа и метод конечных элементов / К. Бате, Е. Вилсон. – М. : Стройиздат, 1982. – 448 с.
73. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике / О. Зенкевич. – М. : Мир, 1975. – 541 с.
74. Сабоннадьер Ж. К. Метод конечных элементов и САПР / Ж. К. Сабоннадьер, Ж. Л. Кулон. – М. : Мир, 1989. – 192 с.
75. Метод конечных элементов. Теория, алгоритмы, реализация / Толок В. А., Киричевский В. В., Гоменюк С. И. и др. – К. : Наук. думка, 2003. – 256 с.
76. Belytschko T. Nonlinear Finite Elements for Continua and Structures / T. Belytschko, W. Lin, B. Moran – Chicago: Northwestern University, 2001. – 668 p.
77. Бидерман В. Л. Теория механических колебаний. / В. Л. Бидерман. – М. : Высшая школа, 1980. – 408 с.
78. Вибрация в технике. Справочник: В 6 т. / Под ред. В. Н. Челомея. – М. : Машиностроение, 1978. – Т. 6. – 456 с.
79. Бабаков И. М. Теория колебаний / И. М. Бабаков. – М. : Наука, 1968. – 560 с.
80. Пановко Я. Г. Введение в теорию механических колебаний / Я. Г. Пановко. – М. : Наука, 1980. – 270 с.
81. Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле / С. П. Тимошенко. – М. : Наука, 1967. – 444 с.
82. Демидов С. П. Теория упругости / С.П. Демидов. – М.: Высшая школа, 1979. – 432 с.
83. Тимошенко С. П. Теория упругости / С. П. Тимошенко, Дж. Гудьер. – М. : Наука, 1979. – 508 с.
84. Измерение и анализ механических колебаний / Брюль и Кьер, ВР 0095-2850, Нэрум, Дания. – 40 с.
85. Самуль В. И. Основы теории упругости и пластичности / В. И. Самуль. – М. : Высш. школа, 1970. – 288 с.

86. Ущапівський І. Л. Комп'ютерне моделювання вібрацій відцентрового пожежного насоса / І. Л. Ущапівський, Я. Б. Кирилів, О. О. Ларін // Вісник ЛДУБЖД : зб. наук. пр. – Л. : ЛДУБЖД, 2013. – № 8. – С. 42-48.
87. Ларін О. О. Контроль технічного стану пожежних відцентрових насосів в експлуатації за допомогою своєчасної вібродіагностики / О. О. Ларін, І. Л. Ущапівський // Наукові нотатки : міжвуз. зб. наук. пр. – Луцьк : ЛНТУ, 2014. – Вип. 46 (травень-червень). – С. 346-353.
88. Приборы и системы для измерения вибрации шума и удара: Справочник / Под ред. В. Б. Клюева. – М. : Машиностроение, 1978.
89. Гик Л. Д. Измерение вибраций / Л. Д. Гик. – Новосибирск: Наука, 1972.
90. Блейхут Р. Быстрые алгоритмы цифровой обработки сигналов / Р. Блейхут. – М. : Мир, 1989. – 448 с.
91. Бендат Дж. Применение корреляционного и спектрального анализа / Дж. Бендат, А. Пирсол. – М. : Мир, 1983. – 312 с.
92. Макс Ж. Методы и техника обработки сигналов при физических измерениях: Пер. с фран. / Ж. Макс – М. : Мир, 1983.– Т. 1. – 312 с.
93. Рабинер Л. Теория и применение цифровой обработки сигналов / Л. Рабинер, Б. Гоулд. – М. : Мир, 1978. – 848 с.
94. Oppenheim A.V. Discrete-time signal processing / A. V. Oppenheim, R. W. Schaffer and J. R. Buck. – Upper Saddle River, N.J.: Prentice Hall, 3rd edition, 2009, 1120 p.
95. Мигаль В. Д. Методика расчета возмущающих сил, частот и уровней вибрации, возбуждаемой подшипниковыми узлами / В. Д. Мигаль // Зб. наук. пр. темат. вип. "Авіаційно-космічна техніка і технологія". Вип. 29. – Х. : Нац. аерокосмічний ун-т «ХАІ», 2002.
96. Кельзон А. С. Динамика роторов в упругих опорах / А. С. Кельзон, Ю. П. Циманский, В. И. Яковлев. – М. : Наука, 1982. – 280 с.
97. Жовдак В. А. Колебания вращающихся роторов: учеб. пособ. / В. А. Жовдак. – Х. : НТУ "ХПИ", 2001. – 71 с.
98. Динамические нагрузки в зоне соединения двигателя и коробки передач /

- Чернышев Г. Д., Семенов Г. И., Чудаков Л. К., Романов Е. Л. // Автомобильная промышленность. – 1975. – № 5. – С. 9-11.
99. Вибродиагностика насосных агрегатов. Справочное пособие. / Танеев А. С., Рязанцев Л. О., Сулейманов Р. Н., Филимонов О. В. – Уфа: Изд-во УГНТУ, 1997. – 135 с.
100. Рахмилевич З. З. Диагностика состояния центробежных насосно-компрессорных машин для установления их оптимальных межремонтных периодов / З. З. Рахмилевич, И. Е. Розенштейн. // Обзорн. Инф. Серия "Машины и нефтяное оборудование". – Вып. 9. – М.: ВНИОЭНГ, 1982. – 46 с.
101. Мигаль В. Д. Вибродиагностика машин при эксплуатации / В. Д. Мигаль – Х. : ХГПУ, 1997. – 292 с.
102. Кирилів Я. Б. Визначення технічного стану відцентрових пожежних насосів за допомогою вібраційної діагностики / Я. Б. Кирилів, І. Л. Ущипівський // Пожежна безпека : теорія і практика : зб. наук. пр. – Черкаси : АПБ ім. Героїв Чорнобиля, 2014. – № 16. – С. 36-42.
103. Абросимов Ю. Г. Гидравлика и противопожарное водоснабжение. / Ю. Г. Абросимов, А. И. Иванов, А. А. Качалов – М. : Академия ГПС МЧС России, 2003. – 421 с.
104. Качанов И. В. Сопротивление пожарных стволов / И. В. Качанов, И. В. Карпенчук, А. И. Красовский // Вестник 58. – Минск: БНТУ, № 2, 2010. – С. 58-63.
105. Юрьев А. С. Справочник по расчётам гидравлических и вентиляционных сетей / А. С. Юрьев. – С-пб, АНО НПО Мир и семья, 2001. – 1154 с.
106. Семенов А. О. Расчет длины компактной части струи / А. О. Семенов, А. В. Смирнов // Первая интернет конференция по пожарной тактике. – режим доступа: <http://fireconf.ru/%D1%80%D0%B0%D1%81%D1%-87%D0%B5%D1%82%D0%BD%D1%80%D1%81/> (10.03.2014)
107. Водка А. А. Виброизмерительный комплекс на основе микроэлектромеханического сенсора / А. А. Водка, А. И. Трубаев,

- Ю. Н. Ульянов // Вісник Східноукраїнського Національного університету ім. В. Даля. – Луганськ, 2012.– № 9 (180). Ч.1. – С. 140-147.
108. Експериментальні дослідження вібрацій відцентрового пожежного насоса зі зношеними підшипниками / І. Л. Ущипівський, Я. Б. Кирилів, О. О. Водка, О. О. Ларін // Пожежна безпека : зб. наук. пр. – Л. : ЛДУБЖД, 2013. – № 23. – С. 158-165.
109. Экспериментальные исследования вибраций центробежного пожарного насоса с прослабленной посадкой вала в подшипниках / А. Н. Ларин, А. А. Ларин, А. А. Водка, И. Л. Ущипивский // Теоретическая и прикладная механика : междунар. науч.-техн. сб. – Минск : БНТУ, 2014. – Вып. 29. – С. 166-172.
110. Вібрації пожежних насосів на різних режимах роботи: експериментальні дослідження / А. Я. Калиновський, Я. Б. Кирилів, І. Л. Ущипівський, О. О. Ларін // Вібрації в техніці та технологіях : всеукр. наук.-техн. журн. – Вінниця : ВНАУ, 2014. – № 1(73). – С. 70-76.
111. Кирилів Я. Б. Аналіз технічного стану пожежних насосів, що мають засмічення робочого колеса шляхом вібродіагностики / Я. Б. Кирилів, І. Л. Ущипівський // Науковий вісник УкрНДІПБ : наук. журн. – К. : УкрНДІПБ, 2013. – № 2(28). – С. 74-81.
112. Larin A. N. Experimental investigations of vibrations of centrifugal fire pump with the defect (unfasten shaft in a bearing seat) / A. N. Larin, A. A. Larin, I. L. Ushapivsky // Safety and Fire Technique: BiTP. – Józefów: CNBOP-PIB, 2014. –Vol. 34, Issue 2. – Pp. 133-141.
113. Русов В. А. Спектральная вибродиагностика / В. А. Русов – Пермь, 1996 – 260 с.
114. Puchalski A. A technique for the vibration signal analysis in vehicle diagnostics / A. Puchalski // Mechanical Systems and Signal Processing. – 2015. – Vol. 56-57. – P. 173-180.
115. Ushapivsky I. L. Experimental studies of vibrations centrifugal fire pump with defective bearings / I. L. Ushapivsky // Science and Education a New Dimension : Natural and Technical Sciences. – Budapest, 2013. – Vol. I(2), Issue 15. – Pp. 105-

107.

116. Ущапівський І. Л. Вібраційна діагностика внутрішніх пошкоджень пожежного насосу ПН-40УВ / І. Л. Ущапівський // Наукове забезпечення діяльності оперативно-рятувальних підрозділів (теорія та практика) : зб. мат. всеукр. наук.-практ. конф. – Х. : НЦЗУ, 2014. – Ч. 1. – С. 166-168.
117. Ларин А. А. Вибрационная диагностика пожарного центробежного насоса / А. А. Ларин, И. Л. Ущапивский // Проблеми динаміки і міцності в турбомашинобудуванні: тези доп. п'ятої Міжнар. наук.-техн. конф. – К. : Ін-т проблем міцності ім. Г. С. Писаренка НАН України, 2014. – С. 147-148.
118. Кирилів Я. Б. Діагностування технічного стану відцентрових пожежних pomp за допомогою вібраційного обладнання / Я. Б. Кирилів, І. Л. Ущапівський // Матеріали 16 Всеукр. наук.-практ. конф. рятувальників. – К. : ІДУЦЗ, 2014. – С. 132-134.
119. Козловський В. О. Техніко-економічні обґрунтування та економічні розрахунки в дипломних проектах та роботах : Навчальний посібник. / В. О. Козловський. – Вінниця : ВДТУ, 2003. – 75 с.

Додаток А

ЗАТВЕРДЖУЮ

Начальник Головного управління ДСНС

України у Львівській області

генерал-майор служби цивільного захисту

кандидат технічних наук, доцент

С.Ю. Дмитровський

2015 р.

МЕТОДИКА

визначення технічного стану пожежного насоса в експлуатації
за вібраційними показниками

Дійсна методика встановлює алгоритм проведення процедури діагностики поточного технічного стану відцентрових пожежних насосів, що знаходяться в експлуатації. Методика дозволяє визначати рівень технічного стану насосу за вібраційними ознаками, аналізувати залишкові його тактико-технічні характеристики та інші експлуатаційні показники, діагностувати наявність та тип суттєвих пошкоджень (дефектів).

Загальна ідея даної методики полягає у аналізі динаміки зміни характеристик вібрацій насосу починаючи з його введення в експлуатацію і до моменту списання.

ОБ'ЄКТ ДОСЛІДЖЕНЬ

Дана методика розповсюджується на відцентрові пожежні насоси, що встановлюються на аварійно-рятувальному автомобілі.

ВИМОГИ ДО ОБ'ЄКТУ ДОСЛІДЖЕНЬ
ТА ЗАСОБІВ ВИМІРЮВАННЯ ПРИ ДІАГНОСТИЦІ

Випробування слід проводити для відцентрових насосів, які встановлені на справному автомобілі.

Перед початком досліджень візуально перевіряють стан: сполучних елементів трубопроводів вакуумної системи і водяних комунікацій; ущільнюючих елементів вентилів, засувок, кранів; елементів кріплення агрегатів і приладів (тахометра, мано-метра, вакуумметрів тощо); цистерни і піно-баку. У разі

виявлення дефектів або несправностей, які можуть вплинути на достовірність наступних випробувань, їх негайно усувають (або враховують).

Вимірювання вібраційних показників слід проводити на основі вібровимірювальних комплексів, що дозволяють вимірювати вібрацію, що найменше у двох напрямках в точці тіла.

Вимірювальна апаратура повинна попередньо бути метрологічно повіреною та мати свідоцтво про Державну метрологічну атестацію та має задовольняти наступним вимогам:

- дозволяти вимірювати віброприскорення у діапазоні зміни амплітуд від 1 до 40 m/s^2 ;
- дозволяти вимірювати віброприскорення у діапазоні зміни частот починаючи від 10 Гц та з верхню межею, що не менше за 300 Гц;
- щільність шуму датчика не повинна перевищувати $0,1 \frac{\text{mm/s}^2}{\sqrt{\text{Гц}}}$
- маса датчика, що встановлюється повинна бути < 200 г.

Датчик необхідно встановлювати на верхній частині всмоктувального патрубку насоса точка **В** (рис. 1) або на корпусі масляної ванни підшипникового вузлу насоса (точка **А**). Контрольне вимірювання можна проводити додатково в точці **С** – на вихідному патрубку.

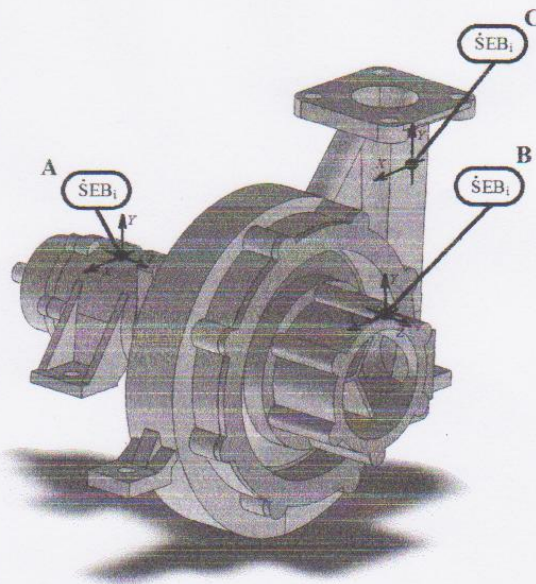


Рисунок 1 – Розміщення датчиків вимірювання віброприскорення насоса

Під час вимірювань необхідно забезпечити чітку фіксацію частоти обертання ротора насоса. Реалізація цієї вимоги може бути досягнута використанням тахометру, який дозволяє фіксувати значення частоти обертання ротора в межах 800-3000 об/хв та із похибкою не більше ± 50 об/хв. Робота вібровимірювального комплексу та тахометру має бути синхронізованою.

ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

I ВИЗНАЧЕННЯ ПОЧАТКОВОЇ ІНФОРМАЦІЇ ПРО ВІБРАЦІЙНІ ПОКАЗНИКИ ПОЖЕЖНОГО НАСОСУ, ЩО ВВОДИТЬСЯ В ЕКСПЛУАТАЦІЮ:

- на встановлений насос на аварійно-рятувальному автомобілі розміщується вібровимірювальна апаратура;
- проводяться експериментальні вимірювання вібрацій насосу на режимі «без води» по трьом напрямам;
- за отриманими даними розраховуються с.к.з. віброприскорень по кожному напрямку;
- проводиться розрахунок параметру вібронавантаженості (визначення загального вібраційного рівня)

$$\bar{\psi} = \sqrt{\psi_x^2 + \psi_y^2 + \psi_z^2},$$

де ψ_x, ψ_y, ψ_z – значення с.к.з. у горизонтальному, вертикальному та осьовому напрямках відповідно;

- дані щодо с.к.з. віброприскорень по різним напрямам та параметр вібронавантаженості фіксуються у протоколі (вносяться до книги обліку поточного технічного стану насосу);
- проводяться експериментальні вимірювання вібрацій насосу на режимі «нагрів» по трьом напрямам;
- за отриманими даними розраховуються с.к.з. віброприскорень по кожному напрямку;

- проводиться розрахунок параметру вібронавантаженості (визначення загального вібраційного рівня);
- дані щодо с.к.з. віброприскорень по різних напрямках та параметр вібронавантаженості фіксуються у протоколі (вносяться до книги обліку поточного технічного стану насосу).

приклад оформлення протоколу
(сторінки книги обліку поточного технічного стану насосу)

дата проведення	виконавець	результати вимірювань					примітки
		режим випробувань: "без води"		режим випробувань: "нагрів"			
		по напрямках	параметр вібронавантаженості	по напрямках	параметр вібронавантаженості	характеристика спектру	
ПОЧАТКОВИЙ СТАН							
		ψ_x		ψ_x			
		ψ_y		ψ_y			
		ψ_z		ψ_z			
ПОТОЧНІ ПЕРЕВІРКИ							
		ψ_x		ψ_x			
		ψ_y		ψ_y			
		ψ_z		ψ_z			

**II ВИЗНАЧЕННЯ ІНФОРМАЦІЇ ПРО ВІБРАЦІЙНІ ПОКАЗНИКИ
ПОЖЕЖНОГО НАСОСУ У ПОТОЧНОМУ СТАНІ.
ДІАГНОСТУВАННЯ ІНДИВІДУАЛЬНИХ ЗАЛИШКОВИХ
ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК**

Дану діагностику слід проводити з регулярністю один раз на рік для насосів, що знаходяться в експлуатації менше 5 років та кожні півроку для насосів, які мають більший термін роботи. Рекомендацією до позачергового обстеження є підозра на погіршення тактико-технічних характеристик в експлуатації, виявлення під час огляду підвищеного рівня температури у підшипниковому вузлу, збільшення шуму тощо.

Алгоритм перевірки наступний:

– на встановлений насос на аварійно-рятувальному автомобілі проводиться розміщення вібровимірювальної апаратури;

- проводяться експериментальні вимірювання вібрацій насосу на режимі «без води» по трьом напрямам;
- за отриманими даними розраховуються с.к.з. віброприскорень по кожному напрямку;
- проводиться розрахунок параметру вібронавантаженості (визначення загального вібраційного рівня)

$$\psi_j = \sqrt{\psi_{jx}^2 + \psi_{jy}^2 + \psi_{jz}^2},$$

де ψ_x, ψ_y, ψ_z – значення с.к.з. у горизонтальному, вертикальному та осьовому напрямках відповідно;

- дані щодо с.к.з. віброприскорень по різним напрямам та параметр вібронавантаженості фіксуються у протоколі (вносяться до книги обліку поточного технічного стану насосу);
- визначається відносне значення зміни с.к.з. віброприскорень по кожному напрямку та параметру вібронавантаженості, яке вводиться як відношення значення параметру вібронавантаженості, що розраховані під час даного дослідження до значень цього параметру, що були розраховані під час попереднього обстеження

$$\bar{\psi} = \frac{\psi_j}{\psi_{j-1}},$$

$$\bar{\psi}_x = \frac{\psi_{xj}}{\psi_{xj-1}}, \quad \bar{\psi}_y = \frac{\psi_{yj}}{\psi_{yj-1}}, \quad \bar{\psi}_z = \frac{\psi_{zj}}{\psi_{zj-1}}$$

- окремо необхідно визначити відносне значення зміни с.к.з. віброприскорень по кожному напрямку та параметру вібронавантаженості відносно початкових значень

$$\bar{\psi} = \frac{\psi_j}{\psi_0}$$

$$\bar{\psi}_x = \frac{\psi_{xj}}{\psi_{x0}}, \quad \bar{\psi}_y = \frac{\psi_{yj}}{\psi_{y0}}, \quad \bar{\psi}_z = \frac{\psi_{zj}}{\psi_{z0}}$$

- на основі отриманих даних обирається найгірший варіант для якого проводиться розрахунок показника рівня технічного стану насосу
- використовуючи номограми визначаються функціональні та тактичні можливості застосування насосу із наявним технічним станом
- проводяться експериментальні вимірювання вібрацій насосу на режимі «нагрів» по трьом напрямам;
- за отриманими даними розраховуються с.к.з. віброприскорень по кожному напрямку;
- проводиться розрахунок параметру вібронавантаженості (визначення загального вібраційного рівня);
- дані щодо с.к.з. віброприскорень по різним напрямам та параметр вібронавантаженості фіксуються у протоколі (вносяться до книги обліку поточного технічного стану насосу);
- проводиться процедура визначення спектрів зареєстрованих віброприскорень по всім трьом напрямам (засобами комп'ютерної обробки отриманих сигналів);
- відповідно до комплексу отриманих даних проводиться процедура діагностування наявності суттєвого дефекту або поломки у насосі (графічно зазначена схема представлена на рис. 2), а саме:
 1. якщо спектр вібрацій насосу є регулярним, відносно значення загального рівня вібрацій не має суттєвого збільшення, а також немає суттєвого збільшення будь-якої із складових вібрації (під "суттєвим" розуміється збільшення більш ніж на 30% у порівнянні до попереднього та/або початкового), то даний насос є у задовільному стані із рівнем технічного стану, що визначався на попередньому етапі;


В усіх інших випадках застосування цієї насосної установки є не надійним і потребує проведення ремонтних робіт.

1. якщо у спектрі вібрацій було виявлено гармоніки із кратністю 1,6 та/або 3.6 від робочої частоти обертання ротора, то формується підозра на пошкодження підшипникового вузлу;
2. якщо у спектрі вібрацій було виявлено наявність кратних гармонік до робочої частоти обертання ротора, то формується підозра на проблеми у підшипниковому вузлу при цьому:
 - а) у разі присутності ще й гармонік із кратністю 1,6 та/або 3.6 від робочої частоти обертання ротора то має місце пошкодження підшипника;
 - б) якщо дана ознака супроводжується істотним збільшенням вібрацій в осьовому напрямі, то має місце просадка (зношення) валу;
3. якщо спектр є регулярним проте має місце істотне збільшення вертикальної складової вібрацій, то є підозра на проблеми з кріпленням насосу на рамі;
4. якщо спектр є регулярним проте має місце істотне збільшення одночасно вертикальної та горизонтальної складової вібрацій, то є підозра на проблеми з робочим колесом насосу (може бути його засмічення, пошкодження лопаток, збільшення радіального зазору, виникнення турбулентності в роботі, тощо);
5. якщо спектр вібрацій є регулярним та не має істотного відносного збільшення будь якої із складових вібрацій окремо, але має місце суттєве збільшення загального рівня вібрацій, то необхідно констатувати неможливість діагностики конкретного дефекту, але можна стверджувати, що має місце технічна проблема (у т.ч. і не з насосом);

Начальник управління реагування на НС

ГУ ДСНС України у Львівській області

полковник служби цивільного захисту

 І.Л. Ущепівський

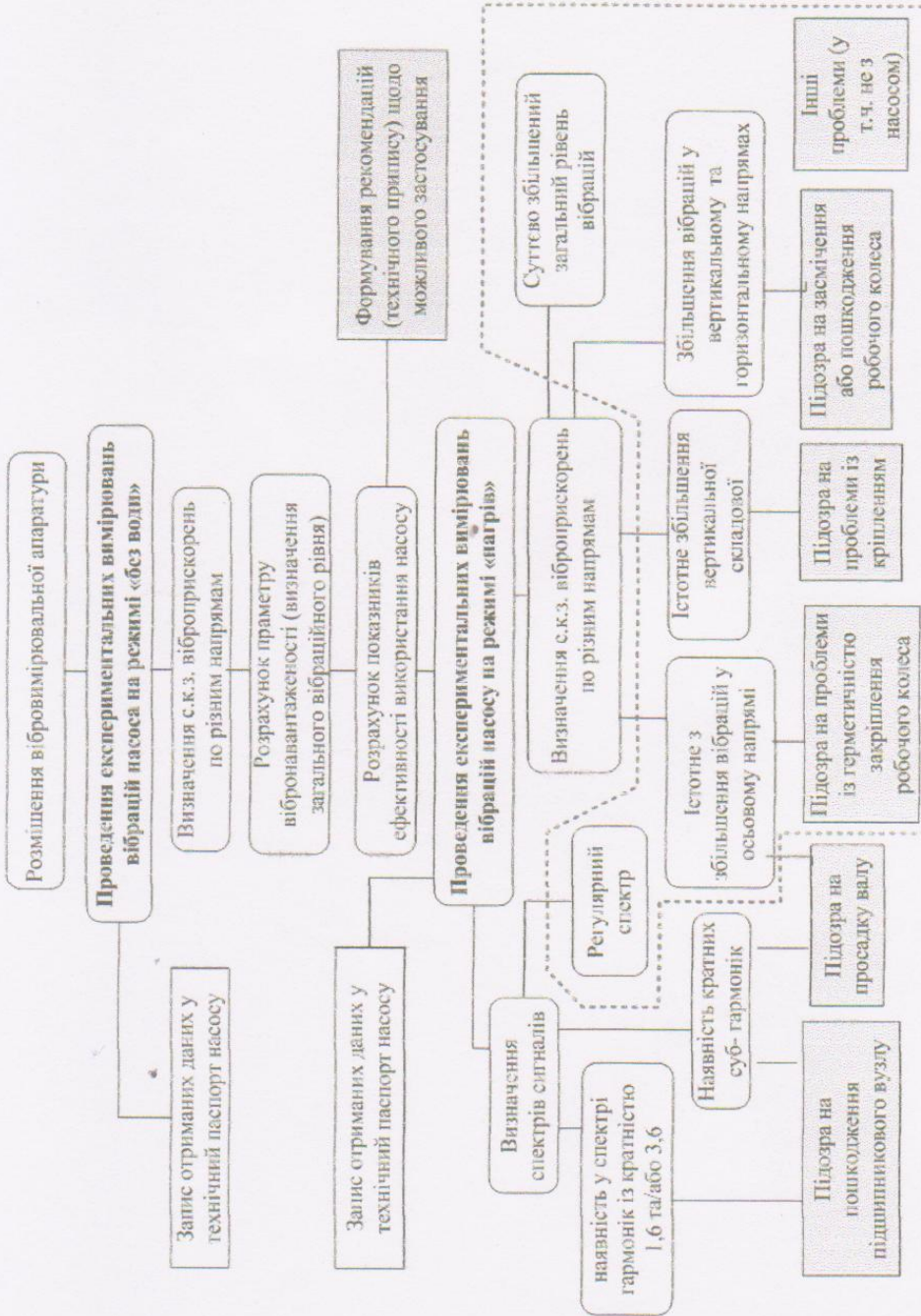


Рис. 2 – Схема методик проведення вібраційної діагностики технічного стану відцентрових пожежних насосів

Додаток Б

ЗАТВЕРДЖУЮ

Начальник Головного управління
 ДСНС України у Львівській області
 генерал-майор служби
 цивільного захисту
 кандидат технічних наук, доцент
 С.Ю.Дмитровський
 2015 р.

АКТ

впровадження результатів дисертаційної роботи Ущапівського Ігоря Любомировича за темою: **«Підвищення ефективності гасіння пожеж пожежними автомобілями з відцентровими пожежними насосами»**, поданої на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 21.06.02 – пожежна безпека.

Комісія у складі заступника начальника управління реагування на надзвичайні ситуації ГУ ДСНС у Львівській області підполковника служби цивільного захисту Гуменюка М.М., начальника оперативно-координаційного центру ГУ ДСНС у Львівській області полковника служби цивільного захисту Пехника С.І, головного фахівця відділу технічного забезпечення УРЗ ГУ ДСНС у Львівській області майор служби цивільного захисту Мончак Н.Я., начальника ЗТС ГУ ДСНС у Львівській області підполковника служби цивільного захисту Іванця О.В., начальника ремонтно-допоміжної частини ЗТС ГУ ДСНС у Львівській області майора служби цивільного захисту Вовчака А.В., начальника поста діагностики ремонтно-допоміжної частини ЗТС ГУ ДСНС у Львівській області Симончука В.Г. про те, що результати дисертаційних досліджень Ущапівського І.Л. з виявлення впливу вібраційних коливань на технічний стан та тактико-технічні характеристики відцентрових пожежних насосів пожежних автомобілів, а також на ефективність гасіння пожеж були впроваджено в практику діяльності Головного управління ДСНС України у Львівській області шляхом практичного застосування у повсякденній роботі розробленого ним керівного документа «Методика діагностування

технічного стану відцентрового пожежного насоса за вібраційними показниками».

Серед отриманих результатів найбільшу цінність мають висновки та рекомендації щодо врахування при розрахунках сил та засобів, які необхідні на ліквідацію пожеж, реального поточного стану відцентрових пожежних насосів та методики їх вібраційної діагностики, що дозволяє визначити цей стан.

Проведені дослідження і розроблені рекомендації спрямовані на створення системи контролю технічного стану відцентрових пожежних насосів, що знаходяться в експлуатації та підвищення ефективності діяльності підрозділів ДСНС України за рахунок раціонального використання наявних технічних можливостей пожежного обладнання що знаходиться на озброєнні.

Заступника начальника управління
реагування на НС ГУ ДСНС у Львівській області
підполковник служби цз

М.М.Гуменюк

Начальник оперативно-координаційного
центру ГУ ДСНС у Львівській області
полковник служби цз

С.І.Пехник

Головний фахівець відділу технічного
забезпечення УРЗ ГУ ДСНС у Львівській області
майор служби цз

Н.Я.Мончак

Начальник ЗТС ГУ ДСНС
у Львівській області
підполковник служби цз

О.В. Іванець

Начальник ремонтно-допоміжної частини
ЗТС ГУ ДСНС у Львівській області
майор служби цз

А.В.Вовчак

Начальник поста діагностики
ремонтно-допоміжної частини
ЗТС ГУ ДСНС у Львівській області

В.Г. Симончук

Додаток В

ЗАТВЕРДЖУЮ
 Головний інженер
 ТОВ «ПК «ПОЖМАШИНА»
 О.А. Савченко
 » липня 2015 р.


АКТ

впровадження результатів дисертаційної роботи
 Ущапівського Ігоря Любомировича, що подана на здобуття наукового
 ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю
 21.06.02 – пожежна безпека

Даний акт складений про те, що результати науково-дослідних робіт, які отримані в дисертаційній роботі Ущапівського І.Л. та були спрямовані на створення нових математичних моделей та підходів аналізу роботи відцентрових пожежних насосів, а також методів оцінки впливу їх технічного стану на функціональні та експлуатаційні показники мають велике практичне значення.

Запропоновані автором теоретичні тривимірні моделі, які описують роботу відцентрових пожежних насосів (зокрема моделі серії ПН-40), дозволяють отримати уявлення про особливості роботи окремих конструктивних деталей, визначити їх вплив на експлуатаційні параметри, а також на надійність роботи пожежного устаткування. Окреме практичне значення мають результати робіт Ущапівського І.Л., що спрямовані на визначення особливостей роботи відцентрових насосів, що вже відпрацювали певну частину свого проектного ресурсу. Отримані в цих роботах рекомендації та запропонована методика визначення технічного стану дозволяють вдосконалити технічну документацію, що супроводжує нові вироби, сформувані певні технічні вимоги та приписи, що в цілому спрямовано на підвищення довговічності та розширення існуючих надійних режимів експлуатації відцентрових пожежних насосів.

Даний акт не є підставою для фінансових взаєморозрахунків.

Члени комісії ТОВ «ПК «ПОЖМАШИНА»

Головний конструктор

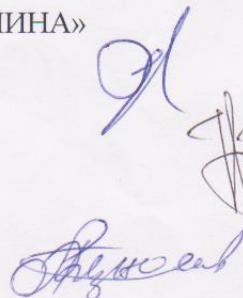
Провідний інженер-конструктор

Начальник відділу випробувань та
 сертифікації

С.І. Івахненко

М.Ф. Чепурний

О.В. Безносів



Додаток Д

ЗАТВЕРДЖУЮ

Перший проректор
Львівського державного університету
безпеки життєдіяльності
кандидат педагогічних наук, доцент


М.С. Коваль
« 11 » 2015 р.

АКТ

впровадження в навчальний процес Львівського державного університету безпеки життєдіяльності результатів дисертаційної роботи Ушапівського Ігора Любомировича за темою «Підвищення ефективності гасіння пожеж пожежними автомобілями з відцентровими пожежними насосами», поданої на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 21.06.02 – пожежна безпека.

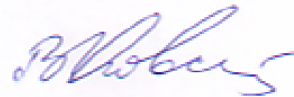
Комісія у складі: д.т.н., професор Гащук П.М., – завідувач кафедри експлуатації транспортних засобів та пожежно-рятувальної техніки, д.т.н., професор Ковалишин В.В., – професор кафедри промислової безпеки та охорони праці, к.с.-г.н., доцент Попович В.В. – доцент кафедри експлуатації транспортних засобів та пожежно-рятувальної техніки та к.т.н., доцент Паснак І.В. – доцент кафедри експлуатації транспортних засобів та пожежно-рятувальної техніки цим актом засвідчує, що результати дисертаційних досліджень Ушапівського Ігора Любомировича за темою «Підвищення ефективності гасіння пожеж пожежними автомобілями з відцентровими пожежними насосами» впроваджено у навчальний процес Львівського державного університету безпеки життєдіяльності під час викладання дисципліни «Протипожежна та аварійно-рятувальна техніка».

Завідувач кафедри
експлуатації транспортних засобів та
пожежно-рятувальної техніки
д.т.н., професор



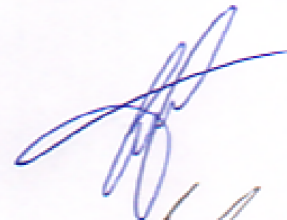
П.М. Гащук

Професор кафедри
промислової безпеки
та охорони праці
д.т.н., професор



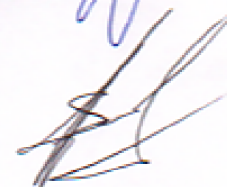
В.В. Ковалишин

Доцент кафедри
експлуатації транспортних засобів та
пожежно-рятувальної техніки
к.с.-г.н., доцент



В.В. Попович

Доцент кафедри
експлуатації транспортних засобів та
пожежно-рятувальної техніки
к.т.н.



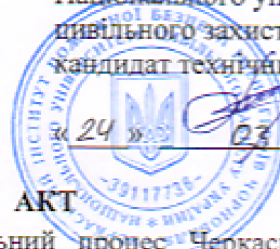
І.В. Паснак

Додаток Е

ЗАТВЕРДЖУЮ

В.о. проректора Національного
університету – начальника
Черкаського інституту пожежної
безпеки імені Героїв Чорнобиля
Національного університету
цивільного захисту України

кандидат технічних наук, професор
О. М. Тищенко
2015 р.



АКТ

про впровадження в навчальний процес Черкаського інституту пожежної безпеки ім. Героїв Чорнобиля НУЦЗ України результатів дисертаційної роботи Ущипівського Ігоря Любомирівича, що подана на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 21.06.02 – пожежна безпека.

Даний акт складений комісією в складі: начальника факультету оперативно-рятувальних сил к.т.н., доцента Качкара Є.В., начальника факультету пожежної безпеки к.т.н., с.н.с. Ковальова А.І., начальника кафедри техніки к.т.н. Биченка А.О.

Акт складений про те, що результати дисертаційної роботи Ущипівського І.І., яка присвячена дослідженню впливу рівня технічного стану відцентрових пожежних насосів на ефективність його використання під час ліквідації пожеж та створенню засобів контролю поточного технічного стану зазначених насосів методами вібро-діагностики, було впроваджено в навчальний процес та науково-дослідну діяльність Черкаського інституту пожежної безпеки імені Героїв Чорнобиля НУЦЗ України. Отримані в дисертаційній роботі теоретичні моделі та експериментальні підходи оцінки технічного стану відцентрових насосів, а також рекомендації щодо визначення тактичних можливостей відцентрових пожежних насосів, що перебувають тривалий час в експлуатації та мають погіршені технічні показники, використовуються при вивченні дисципліни: «Прогноз пожежна та аварійно-рятувальна техніка» (тема 1.4 «Відцентрові насоси»).

Начальник факультету
оперативно-рятувальних сил
к.т.н., доцент

Є.В. Качкар

Начальник факультету
пожежної безпеки
к.т.н., с.н.с.

А.І. Ковальов

Начальник кафедри
техніки
к.т.н.

А.О. Биченко