

ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД
«ПРИДНІПРОВСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ
БУДІВНИЦТВА ТА АРХІТЕКТУРИ»

Козодой Дмитро Сергійович

УДК 613.644:621.527

**ЗНИЖЕННЯ РІВНЯ ШУМУ НА РОБОЧИХ МІСЦЯХ
НАСОСНИХ СТАНЦІЙ МІСЬКОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ**

Спеціальність 05.26.01 – охорона праці

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Дніпропетр ьк – 2009

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Харківській національній академії міського господарства Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник кандидат технічних наук, професор **Коржик Борис Михайлович**, Харківська національна академія міського господарства, професор кафедри безпеки життєдіяльності.

Офіційні опоненти:

- доктор технічних наук, професор **Кас'янов Микола Анатолійович**, Східноукраїнський національний університет ім. В.Даля, завідувач кафедри охорони праці та безпеки життєдіяльності;
- кандидат технічних наук, професор **Сафонов Володимир Васильович**, Державний вищий навчальний заклад «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури», професор кафедри безпеки життєдіяльності.

Захист відбудеться 17.12.2009 року о 13 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради К 08.085.03 Державного вищого навчального закладу «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури» за адресою: 49600, м. Дніпропетровськ, вул. Чернишевського, 24-а, ауд. 202.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Державного вищого навчального закладу «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури» за адресою: 49600, м. Дніпропетровськ, вул. Чернишевського, 24-а.

Автореферат розісланий 13.11.2009 р.

Вчений секретар

спеціалізованої вченої ради,

кандидат сільськогосподарських наук _____

Т.Ф. Яковишина

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Шум у вигляді техногенних звуків присутній в житті людини впродовж останніх двох сторіч. Зокрема, на насосних станціях міського водопостачання широко використовується устаткування, яке відрізняється підвищеною віброакустичною активністю. Працівники, робочі місця яких знаходяться в приміщеннях насосних станцій, піддаються дії рівнів шуму, що перевищують санітарні норми в 3-4 рази, а це, безумовно, погіршує стан з профзахворюваністю в Україні. Оскільки, дуже часто, насосні станції міського водопостачання розташовуються безпосередньо в сельбищній зоні, то така ж ситуація спостерігається і тут. Подібні об'єкти, поза сумнівом, вносять свій негативний внесок до загальної картини шумового забруднення сельбищних зон, і, особливо, вночі, коли перевищення рівнів звукового тиску деколи досягає 20 дБ по окремих октавних смугах частот. В середньому, за даними експертів, за останні 25 років рівень шуму в містах збільшився на 12-15 дБА. Не дивлячись на те, що насосне устаткування станцій міського водопостачання відрізняється підвищеною віброакустичною активністю, питанням зниження шуму і вібрації на подібних об'єктах приділялося недостатньо уваги. Окремими питаннями зниження шуму при роботі відцентрових насосів займалися Савченко Є.Н., Нагорний В.М., Смирнов В.О., Покровський Б.В., Рубінов В.Я., Ломакін О.О., а із зарубіжних учених Фрейзер В., та ін. Результати їх робіт дозволяють понизити шум лише частково, при цьому його рівні залишаються високими і такими, що не задовольняють санітарно-гігієнічним вимогам, які пред'являють до робочих місць.

Таким чином, зниження рівнів шуму на робочих місцях персоналу станцій водопостачання і приведення їх значень у відповідність з санітарно-гігієнічними нормативами, зважаючи на стан професійної захворюваності в Україні, є завданням актуальним.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконана на кафедрі «Безпека життєдіяльності» Харківської національної академії міського господарства (ХНАМГ) протягом 2004-2008 рр., у відповідності: з Національною програмою «Поліпшення стану безпеки, гігієни праці і виробничого середовища на 2001-2005 рр.», затвердженою ухвалою Кабінету Міністрів України від 10 жовтня 2001р. №1320; законом України «Про внесення змін до деяких законодавчих актів України щодо захисту населення від впливу шуму» від 03.06.2004 р.; Державною програмою «Слух» на 2008-20012 рр. МОЗ України, а також згідно Договору про співдружність між ХНАМГ і КП «Водоканал» м. Лозова від 23 листопада 2003 року.

Мета і завдання дослідження. Метою дисертаційної роботи є покращення умов праці на робочих місцях персоналу насосних станцій міського водопостачання шляхом обґрунтування та розробки заходів по зниженню шуму.

Для досягнення поставленої мети необхідно було виконати такі **завдання**:

– провести дослідження рівнів вібрації та шуму на робочих місцях насосних станцій, проаналізувати існуючі заходи боротьби з шумом та вібрацією;

– визначити причини і чинники, що викликають підвищене шумовипромінювання на робочих місцях насосних станцій, дослідити їх вплив на зростання віброакустичної активності відцентрових насосних агрегатів;

– дослідити динамічні характеристики насосного устаткування, які впливають на віброакустичну активність, і визначити їх раціональні значення для подальшого використання в боротьбі з шумом на робочих місцях;

– запропонувати комплексний підхід до зниження віброакустичної активності насосного устаткування і обмеження її зростання, що виникає внаслідок зносу деталей устаткування;

– розробити і впровадити інженерні рішення по зниженню шуму на робочих місцях станцій міського водопостачання до рівня, відповідаючого санітарним нормам.

Об'єкт дослідження – умови праці на робочих місцях насосних станцій міського водопостачання.

Предмет дослідження – вплив конструктивних та експлуатаційних параметрів насосних агрегатів на рівні шуму та вібрації на робочих місцях насосних станцій.

Методи дослідження. У дисертаційній роботі використано комплекс методів дослідження: наукове узагальнення й аналіз літературних джерел; експериментальний метод, з використанням теорії планування експерименту та регресійного аналізу для оцінки параметрів, які визначають вібро- і шумовипромінювання насосних агрегатів; аналітичний метод, заснований на використанні положень теорії коливань для розробки ефективних методів, що знижують віброакустичну активність насосних агрегатів; метод вібродіагностики, за допомогою якого знаходили взаємозв'язок віброакустичної активності і технологічних параметрів насосного устаткування, а також оцінювали ефективність запропонованих заходів; економічні методи оцінки ефективності впровадження інженерно-технічних рішень.

Наукова новизна одержаних результатів полягає в тому, що:

- проведені дослідження характеристик шуму та вібрації на робочих місцях насосних станцій, виявлено основні причини виникнення підвищених рівнів шуму;

- вперше, з використанням методів віброакустичної діагностики, отримані залежності, які характеризують зв'язок експлуатаційних параметрів насосних агрегатів з їх віброакустичною активністю;

- досліджено динаміку приводів насосних агрегатів, отримано раціональні, з точки зору зниження шуму, значення жорсткісних характеристик;

- вперше теоретично обґрунтована і запропонована схема зміни вигинної жорсткості валу робочого колеса насоса, що дозволило понизити віброакустичну активність насосного агрегату, та, відповідно, знизити шум на робочих місцях;

- вперше запропоновано використовувати вібродіагностику, як засіб зниження шуму і вібрацій, а також обмеження їх зростання на робочих місцях внаслідок зносу устаткування.

Практичне значення одержаних результатів полягає у:

- обґрунтуванні зміни жорсткості валу робочого колеса насосу в залежності від конструктивних параметрів насосних агрегатів, отриманні коефіцієнту \square , який характеризує залежність зміни довжини валу від амплітуди його коливань;

- створенні узагальненого комплексного підходу до зниження віброакустичної активності насосного устаткування із застосуванням вібродіагностики;

- розробці та впровадженні інженерно-технічних рішень (модернізованих опор підшипників валу робочого колеса - патент України № 84381 від 10.10.2008 р., нелінійної муфти із зусиллями затягування пружин $M_0 = 220$ Нм), що дозволило знизити рівні шуму на робочих місцях на 12-13 дБА і привести їх у відповідність до санітарних норм.

Особистий внесок здобувача. Автором дисертації сформульовані мета, завдання дослідження, наукові положення, висновки і рекомендації. Головні результати теоретичних та експериментальних досліджень, які були проведені в дисертаційній роботі, опубліковані в наукових працях і наведені у списку публікацій автореферату [1-15]. Особистий внесок полягає в наступному:

- виконано експеримент по дослідженню чинників, що викликають підвищене шумовипромінювання на робочих місцях насосних станцій і отримано залежності, які характеризують зв'язок експлуатаційних параметрів насосних агрегатів з їх віброакустичною активністю [1, 9, 10, 12];

- отримано залежності, що характеризують зв'язок коефіцієнтів динаміки K_1 і K_2 для ділянок «якір електродвигуна – муфта» і «муфта – робоче колесо» з жорсткосними параметрами насосного агрегату, та раціональне значення жорсткості з'єднуючої муфти C_m для насосного агрегату типу Д потужністю 55 кВт, які дозволяють знизити рівні шуму на робочих місцях міських водонасосних станцій [14];

- теоретично обґрунтовано та запропоновано нову схему зміни вигинної жорсткості валу робочого колеса насоса, що дозволяє знизити віброакустичну активність насосного агрегату, отримано коефіцієнт \square , який характеризує залежність зміни довжини валу від амплітуди його коливань [11, 13, 15];

- створено діагностичну таблицю, яка дозволяє оцінювати технічний стан устаткування насосних станцій і обмежувати зростання рівнів вібрації і шуму на робочих місцях, що виникає унаслідок погіршення технічного стану насосних агрегатів [2, 4, 6, 7, 8];

- на основі узагальненого комплексного підходу розроблені інженерно-технічні рішення по зниженню рівнів шуму на робочих місцях насосних станцій міського водопостачання [3, 5, 11, 13, 14, 15].

Апробація результатів дисертації.

Основні положення дисертаційної роботи були представлені та отримали позитивну оцінку на науково-методичних конференціях: «Безпека життєдіяльності» (м. Харків, 2003-2008 рр.); на першій міжнародній конференції «Безпека життєдіяльності людини як умова постійного розвитку сучасного суспільства» (м. Львів, 2005 р.); на другій міжнародній конференції «Безпека життєдіяльності людини як умова сталого розвитку сучасного суспільства» (м. Дніпропетровськ, 2007 р.), на міжнародній конференції з математичного

моделювання «МКММ-2008» (м. Херсон, 2008 р.), на міжнародній науковій конференції «Охорона праці і соціальний захист працівників» (м. Київ, 2008 р.).

Публікації. Результати досліджень та основні положення дисертації опубліковані в 7 наукових роботах, зокрема, 5 статей надруковано у фахових виданнях, які входять до переліку ВАК України; нове інженерно-технічне рішення підтверджено патентом України на винахід, опубліковано 7 тез доповідей.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається зі вступу, 4 розділів, загальних висновків, списку використаних джерел та додатків: основний текст з 50 рисунками й 7 таблицями викладено на 144 сторінках, список літературних джерел з 128 найменувань розміщено на 15 сторінках, 9 додатків на 18 сторінках. Загальний обсяг роботи – 180 сторінок.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність теми дисертації; висвітлено її важливість; сформульовано мету та завдання дослідження; визначено наукову новизну та практичну цінність одержаних результатів дослідження; наведені дані щодо апробації основних положень дисертації та публікацій.

Перший розділ містить дослідження стану питання, аналіз літературних джерел і обґрунтування напрямку досліджень.

Викладені основні відомості про шум, наведена класифікація шумів за природою походження, основні причини їх виникнення. Розглянуті можливі відхилення в стані здоров'я працівників, які можуть виникати внаслідок дії виробничого шуму.

Результати виконаних досліджень роботи насосних станцій, свідчать про те, що вібрація на робочих місцях відповідає нормам, а шум перевищує санітарні норми в середньому на 12 дБА і є основним шкідливим фактором, присутнім на подібних об'єктах.

Проведено аналіз робіт, присвячених існуючим заходам та засобам захисту від шуму, наведені їх переваги та недоліки. Спираючись на результати аналізу, відокремлені та систематизовані заходи боротьби з шумом, які можуть бути використані на насосних станціях.

Наведені результати попередніх досліджень, які свідчать про те, що розробка заходів зниження шуму насосного обладнання повинна проводитися з урахуванням його технічного стану. Виходячи з цього, був сформульований ряд вимог, які повинен задовольняти новий підхід в боротьбі з підвищеним шумовипромінюванням насосного обладнання, а саме: достовірна ідентифікація факторів, що спричиняють підвищене шумовипромінювання; повна інформація про шумовий фон, який створюється досліджуванним об'єктом; виконання досліджень і отримання результатів в реальному масштабі часу; розробка рекомендацій по зниженню шуму для конкретного випадку; можливість використання персоналу, який не володіє спеціальними знаннями.

Враховуючи наведені вимоги, сформульовано висновок, що розробка ефективних засобів зниження шуму неможлива без встановлення джерел підвищеного

шумовипромінювання, причин його виникнення та основних шляхів розповсюдження. Вирішення цих завдань утруднене без використання методів віброакустичної діагностики.

Виконано аналіз існуючих методів вібродіагностики, розглянуто переваги їх використання з метою боротьби з шумом. Відмічено, що можливість використання методів віброакустичної діагностики, як засобу боротьби з виробничим шумом до теперішнього часу практично не розглядалася.

У другому розділі наведені результати досліджень по визначенню основних факторів, що впливають на віброакустичну активність насосних агрегатів типу Д, які широко поширені в Україні, та визначено відповідні напрямки для розробки заходів по зниженню віброакустичної активності.

З цією метою проведено 4-х факторний експеримент з планом загального виду:

$$Y \approx f(X_1, X_2, X_3, X_4), \quad (1)$$

де Y - рівень вібрації насосного агрегату, дБА; X_1 - кут неспіввісності валів насосного агрегату, °; X_2 - величина дисбалансу робочого колеса, мкм; X_3 - величина робочого зазору в підшипниках, мкм; X_4 - потужність насосного агрегату, кВт.

Після реалізації плану експерименту отримано математичну залежність, котра дозволяє описати зв'язок процесів вібро-, шумоутворення з кожним із перелічених параметрів насосного агрегату та їх парної взаємодії. Одержана регресія має вид:

$$Y \approx 74,55 \pm 1,129 X_1 \pm 3,302 \cdot 10^2 X_2 \pm 43,86 X_3 \pm 0,2627 X_4 \pm 1,982 \cdot 10^3 X_1 X_2 \pm 2,983 \cdot 10^2 X_2 X_3 \pm 4,144 \cdot 10^2 X_3 X_4 \pm 0,4323 X_1 X_3 \pm 5,584 \cdot 10^3 X_1 X_4 \quad (2)$$

Порівнюючи коефіцієнти еластичності K_E кожного з параметрів (табл.1) можна зробити висновок, що найбільше впливає на віброакустичну активність досліджуваного устаткування потужність насосного агрегату та дисбаланс робочого колеса.

Таблиця 1

Значення коефіцієнтів еластичності

Факторна ознака	Коефіцієнт еластичності, K_E , %
X_1	0,0222
X_2	0,0264
X_3	0,0111
X_4	0,114

Для обмеження зростання рівня коливань (вібрацій і шуму) насосних агрегатів, що виникають внаслідок їх незадовільного технічного стану, були проведені віброакустичні дослідження, результатом яких стало отримання табличних даних, рекомендованих для діагностики технічного стану насосних агрегатів типу Д. За допомогою цих даних стало можливим здійснювати не лише контроль за технічним станом насосного обладнання, але

й виявляти саме ту причину, яка викликає підвищену віброакустичну активність і, відповідно, обмежувати подальше зростання шумовипромінювання.

Окрім цього, за допомогою віброакустичної діагностики, були більш детально досліджені і, як наслідок, отримані математичні залежності взаємодії віброакустичної активності насосного агрегату від кожного з вказаних параметрів окремо.

Результати проведених досліджень представлені на рисунках 1 – 6 у вигляді графіків залежностей рівня вібрації від величини відповідного параметра, та спектрів шуму.

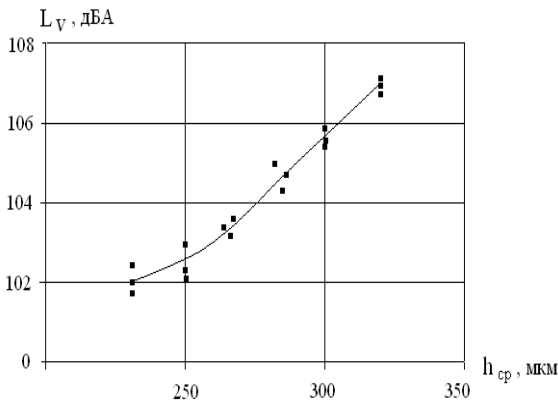


Рис. 1 Залежність рівня вібрації насосного агрегату від величини робочого зазору в підшипниках робочого колеса

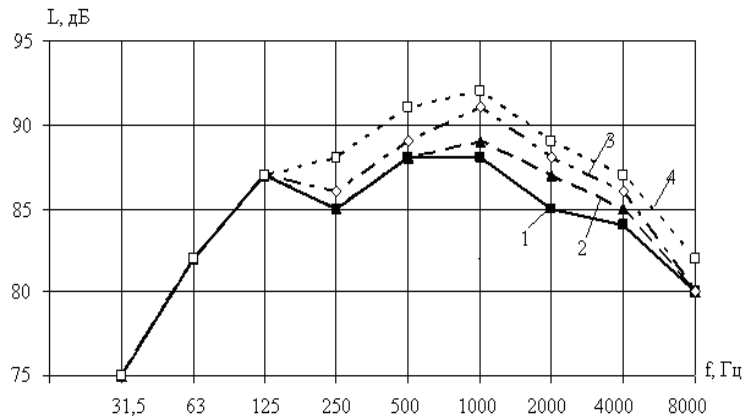


Рис. 2 Спектри шуму насосного агрегату з різним ступенем зносу підшипників валу: 1 – нові підшипники; 2 – збільшення робочого зазору на 60 мкм; 3 – збільшення робочого зазору на 90 мкм; 4 – збільшення робочого зазору на 120 мкм

Проілюстрована залежність (рис.1) має наступний математичний опис:

$$L_v = 234,6 - (6,17 \cdot 10^{-6})h_{cp}^3 + (5,37 \cdot 10^{-3})h_{cp}^2 - 1,485h_{cp} \quad (3)$$

де L_v – рівень вібрації насосного агрегату, дБА; h_{cp} – робочий зазор підшипника вала робочого колеса, мкм.

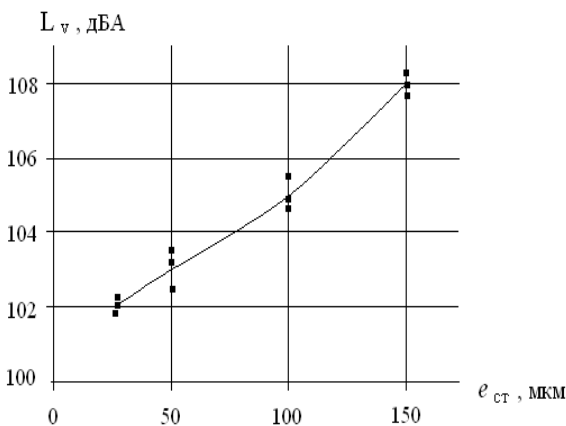


Рис. 3 Залежність величини вібрації насосного агрегату від величини дисбалансу робочого колеса

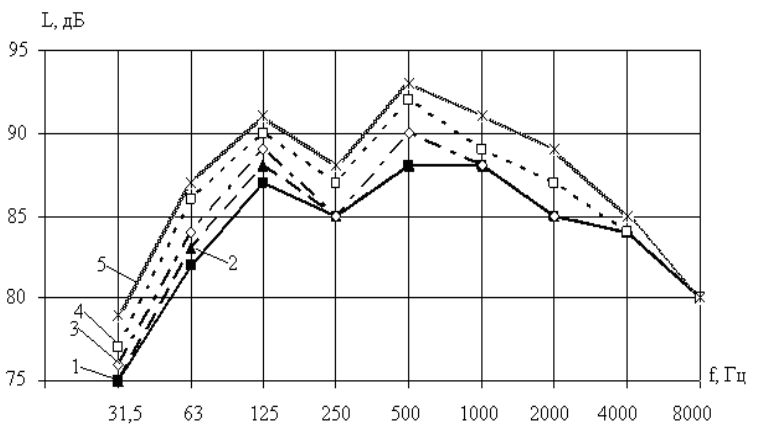


Рис. 4 Шумові характеристики насосного агрегату при різних значеннях дисбалансу робочого колеса: 1 – дисбаланс відсутній; 2 – дисбаланс 25 мкм; 3 – дисбаланс 50 мкм; 4 – дисбаланс 100 мкм; 5 – дисбаланс 150 мкм

Вираз (4) відповідно відображає характер встановленої залежності, між випромінюваними насосом рівнями вібрації та дисбалансом робочого колеса.

$$L_v = (1,6 \cdot 10^{-6})e_{cm}^3 - (2,8 \cdot 10^{-4})e_{cm}^2 + 0,054e_{cm} + 100,8 \quad (4)$$

де e_{cm} - значення дисбалансу робочого колеса насосу, мкм.

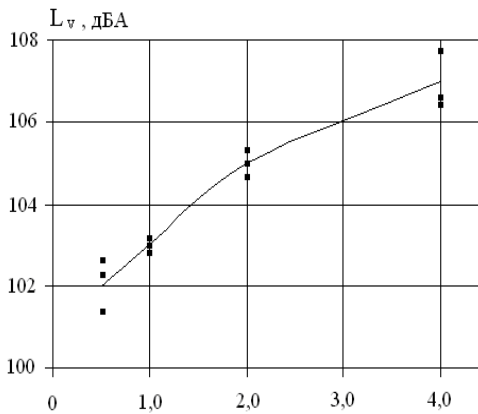


Рис. 5 Залежність рівня вібрації насосного агрегату від значення кута неспіввісності валу електродвигуна і валу робочого колеса

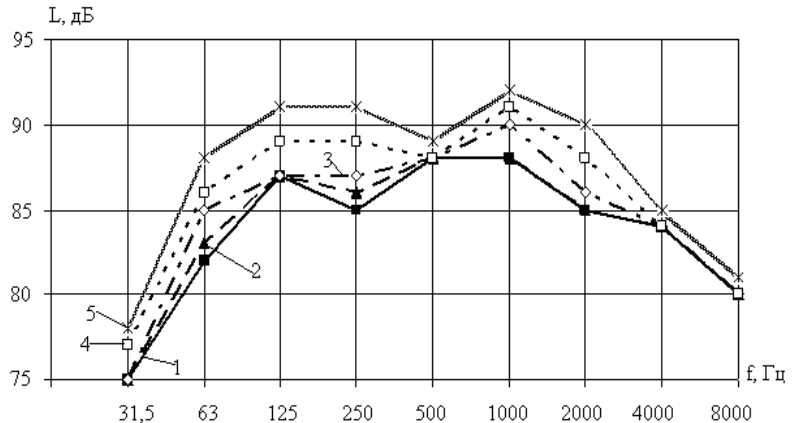


Рис. 6 Шумові характеристики насосного агрегату при різних значеннях кута неспіввісності валу робочого колеса та валу двигуна: 1 – нормальна експлуатація; 2 – неспіввісність 0,5°; 3 – неспіввісність 1,0°; 4 – неспіввісність 2,0°; 5 – неспіввісність 4,0°

Для явища неспіввісності валів насосного агрегату і електродвигуна отримана залежність, яка має наступний вигляд:

$$L_v = 101,1 - (9,52 \cdot 10^{-4})\varphi^3 + (3,33 \cdot 10^{-2})\varphi^2 + 1,77\varphi. \quad (5)$$

де φ – величина неспіввісності валів, °.

Результати експерименту з використанням методу віброакустичної діагностики показали, що вказані параметри насосних агрегатів впливають не тільки на рівні вібрації, а також і на шумовипромінювання, а отже підтверджують тісний зв'язок між вібрацією та шумом. Це дозволило визначити найбільш ефективні шляхи зниження шуму на робочих місцях: зниження непродуктивної потужності агрегатів, зменшення величини дисбалансу системи «вал - робоче колесо» і мінімізація кута неспіввісності валів якоря двигуна і робочого колеса разом зі зменшенням динамічних навантажень на валопроводі насосного агрегату.

У **третьому розділі** виконані дослідження динамічних характеристик насосного обладнання з метою використання їх в боротьбі з шумом на робочих місцях.

Виконано динамічний аналіз роботи насосного агрегата і вибір його оптимальних параметрів, метою яких, з точки зору охорони праці, є зниження віброакустичної активності досліджуваного обладнання. Для цього була складена узагальнена динамічна модель роботи відцентрового насосу типу Д та наведена її математична інтерпретація (рис.7).

З метою спрощення подальших розрахунків виконано перетворення чотирьохмасової моделі (рис.7) у трьохмасову, використовуючи методику Терських В.П.

В результаті, маса напівмуфти θ_2 об'єднується з масою напівмуфти θ_3 , а жорсткість C_2 розподілиться у відповідній пропорції між жорсткостями C_1 і C_3 .

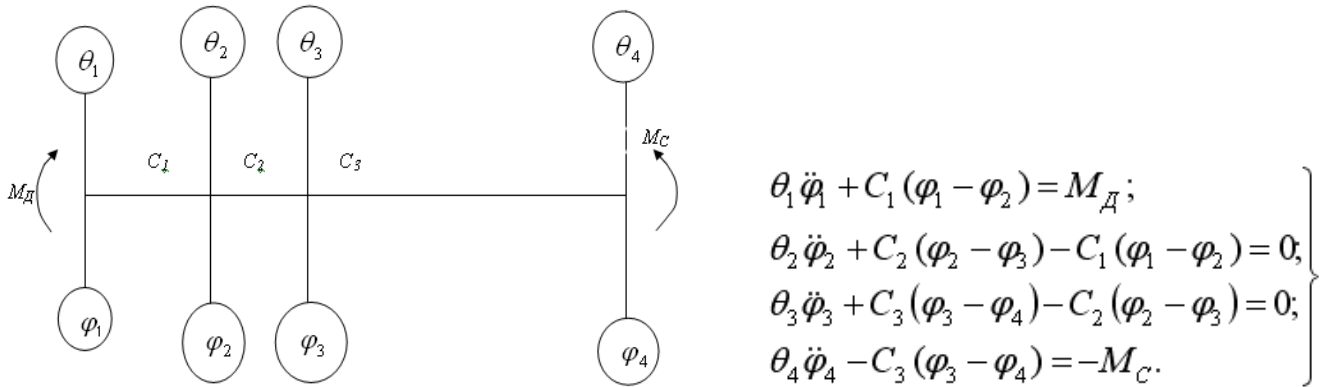


Рис. 7 Динамічна модель роботи насоса типу Д та її математичне описання:

M_D , M_C – відповідно момент, що розвивається електродвигуном, і момент опору натиску води в насосі; θ_i - маси якоря двигуна, напівмуфти і робочого колеса насоса; φ_i - кути закручування якоря двигуна, напівмуфти і робочого колеса насоса; C_i – крутильні жорсткості пружних зв'язків робочого валу двигуна, муфти, валу робочого колеса насоса

Відповідно і рівняння (рис. 7) після перетворення приймуть вид:

$$\left. \begin{aligned} M_1 \square (V_1 \square V_{12}) M_1 \square V_{12} M_2 \square V_1 M_D; \\ M_2 \square (V_2 \square V_{23}) M_2 \square V_{23} M_1 \square V_2 M_C. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

де: $V_1 \square \frac{C_1}{J_1}$; $V_{12} \square \frac{C_1}{J_2}$; $V_2 \square \frac{C_2}{J_2}$; $V_{23} \square \frac{C_2}{J_3}$; C_1 , C_2 , J_1 , J_2 - перераховані значення

жорсткостей та мас 3-х масової моделі.

Оскільки, у зв'язку з необхідністю знизити потужність насосних агрегатів, насоси Д потужністю 315 кВт було змінено на насос Д потужністю 55 кВт, то подальші теоретичні дослідження були спрямовані на обидва варіанти.

Відомо, що зниження амплітуд коливань можна чекати зі зменшенням коефіцієнтів динаміки ділянок «якір електродвигуна-муфта» - K_1 і «муфта-робоче колесо» - K_2 , величина яких залежить від інерційних і жорсткостних параметрів системи приводу відцентрового насоса.

$$K_1 \square \frac{1}{(1 \square \frac{J_1}{J_2}) \square (\frac{J_1}{J_2} \square \frac{J_1}{J_3}) \frac{C_1}{C_2}} \quad (7)$$

$$K_2 \square \frac{\frac{C_2}{C_1}}{\square (1 \square \frac{J_1}{J_2}) \square (\frac{J_1}{J_2} \square \frac{J_1}{J_3}) \frac{C_1}{C_2} \square (1 \square \frac{J_1}{J_2}) \square (1 \square \frac{J_1}{J_3}) \frac{C_1}{C_2}} \quad (8)$$

Отримані залежності K_1 і K_2 від співвідношення C_2/C_1 для значень параметрів приводів насосних агрегатів типа Д (рис.8) дозволяють визначити такі раціональні

параметри, використання яких дозволить знизити віброакустичну активність насосного обладнання.

Як наслідок, запропонована методика практичного використання цих залежностей з метою зниження рівнів вібрації та шуму на робочих місцях:

– обирається необхідний за потужністю насосний агрегат, звідки визначається діаметр валу електродвигуна d ;

– за геометричними розмірами валу електродвигуна виконується розрахунок крутильної жорсткості C'_1 ;

– з використанням залежностей (рис.8) визначають раціональне значення жорсткості другої ділянки валопровода C'_2 , який об'єднується з першим за допомогою муфти;

– здійснюючи зворотній перерахунок жорсткостей при переході від трьохмасової моделі до чотирьохмасової знаходиться раціональне значення крутильної жорсткості муфти.

Для випадку, коли використовується насосний агрегат потужністю 55 кВт, раціональне значення жорсткості муфти, з точки зору зниження рівнів шуму та вібрації на робочих місцях, буде складати $C_m = 1,53 \cdot 10^5$ Нм/рад.

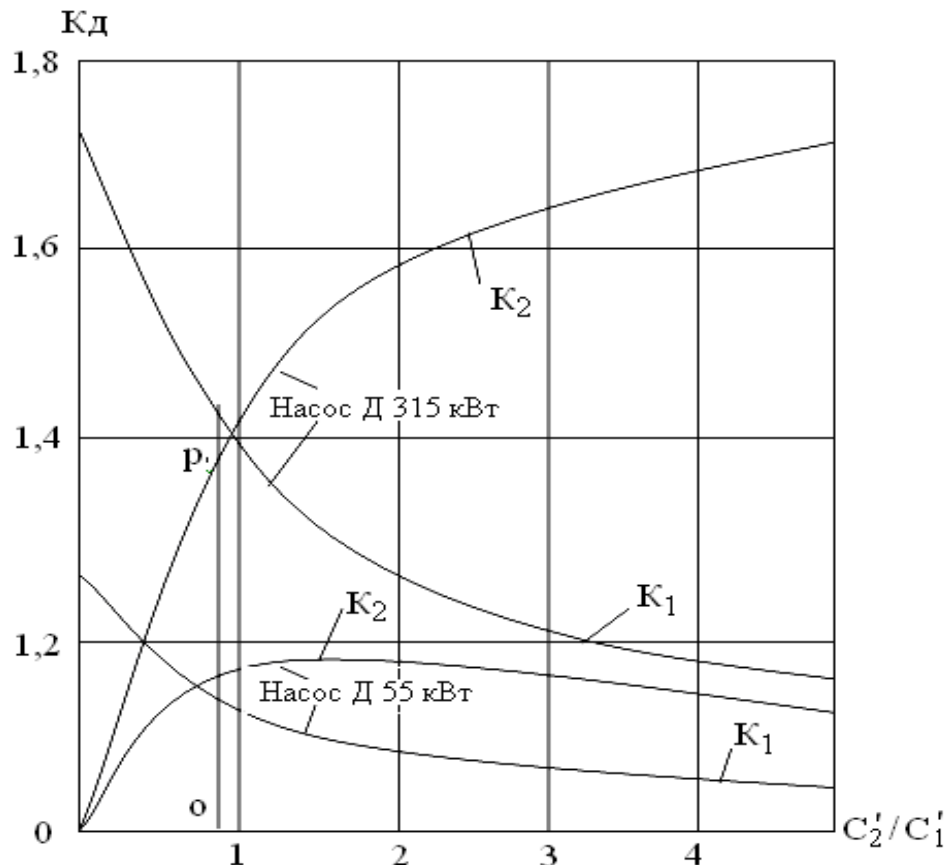


Рис. 8 Графік змін коефіцієнтів динаміки залежно від співвідношень C'_2/C'_1

Одержані результати дозволили підібрати такі значення параметрів жорсткості муфти, за яких коефіцієнти K_1 і K_2 будуть в межах оптимальних значень. Оскільки стандартна муфта типу МУВП, яка використовується на насосних агрегатах міського

водопостачання, не дає змоги змінювати в широких межах її жорсткість, – необхідно використовувати муфти іншого типу, яка б не мала подібного недоліку.

В даному випадку, це може бути пластинчаста муфта, з попереднім затягуванням пружин. Враховуючи, що роботу приводу можна охарактеризувати виразом:

$$M_{\max} \left(\frac{C_M}{K} \sin^2 \alpha \right) I_1 \leq 0,5(C_M + C_B)(I_2 + I_3) \leq 0, \quad (9)$$

де M_{\max} – максимальний момент на валу, Нм; K – коефіцієнт жорсткості; C_M – жорсткість муфти, Нм/рад; C_B – жорсткість валу, Нм/рад; $I_1 = \frac{M_{\max}^2}{K^2} \sin^2 \alpha$;

$I_2 = \frac{M_{\max}^2}{K^2} \sin^2 \alpha a_0 \left| e^{\frac{2\alpha}{V}} \sin \alpha d \right|$; $I_3 = \frac{M_{\max}^2}{K^2} \sin^2 \alpha a_0 \left| e^{\frac{2\alpha}{V}} \sin \alpha d \right|$ –

моменти інерції тіл обертання;

завдання зменшення коливань, за рахунок обмеження динамічних навантажень шляхом установки нелінійної муфти в насосні агрегати, вирішується лише при раціональних значеннях зусиль затягування M_0 пружин муфти. Як показали результати досліджень (рис. 9), раціональними, з точки зору зниження віброакустичної активності насосних агрегатів потужністю 55 кВт, є співвідношення жорсткостей муфти та валу починаючи з 0,5, в той час, для приводу потужністю 315 кВт – тільки лише з 0,05. При цьому зусилля M_0 затяжки 4-х пружин муфти, розташованих на діаметрі 175 мм, яке дозволить отримати найменші значення рівнів шуму та вібрації на робочих місцях, складає 218 – 220 Нм для кожної пружини.

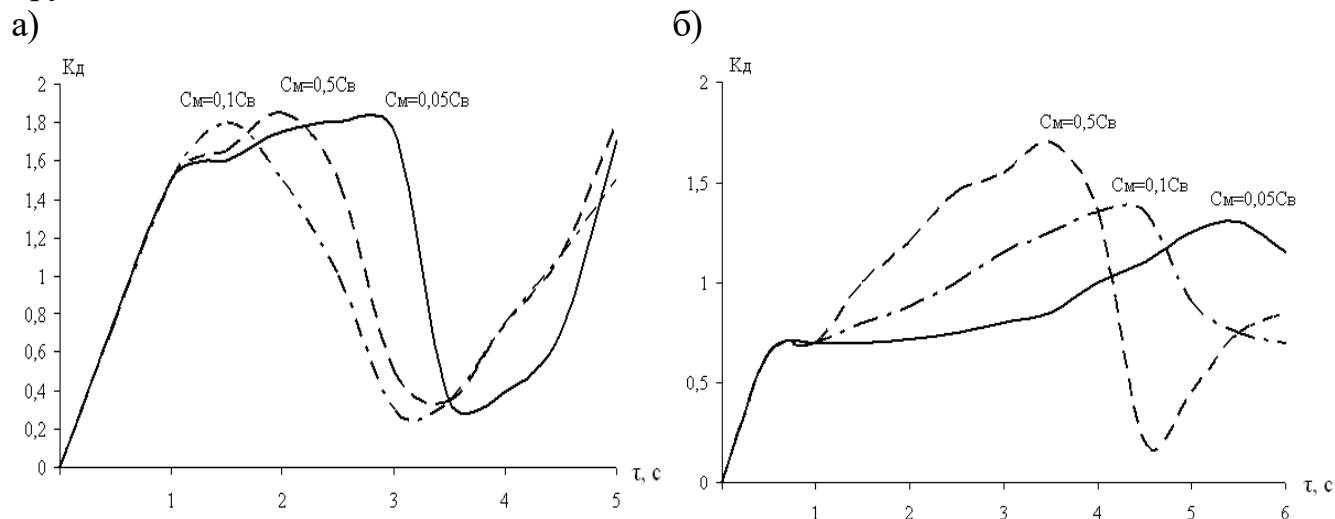


Рис. 9 Значення коефіцієнтів динаміки при різних жорсткісних настройках системи приводу насосних агрегатів: а) агрегат потужністю 315 кВт; б) агрегат потужністю 55 кВт

Запропонована схема зміни згинної жорсткості валу робочого колеса, яка дозволяє понизити вібро- і шумовипромінювання насосного агрегату в робочому режимі представлена на рис. 10.

Реалізація ідеї про зменшення амплітуди коливань системи і, відповідно, зниження віброакустичної активності насосного агрегату в робочому режимі ґрунтується на явищі збільшення згинної жорсткості валу робочого колеса при зменшенні його довжини:

$$C(y) \approx \frac{48 EJ}{[l_0 - 2\beta y]^3} \quad (10)$$

де: E – модуль пружності; J – момент інерції робочого колеса; l_0 – довжина валу; β – константа, що характеризує зменшення довжини валу залежно від амплітуди коливань, $\beta=2,67 \cdot 10^{-3}$; y – амплітуда коливань.

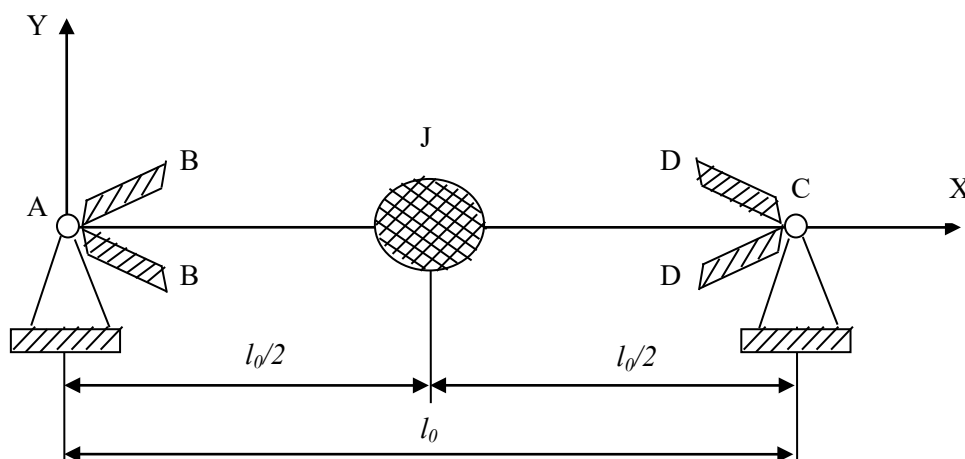


Рис. 10 Схема зміни згинної жорсткості валу робочого колеса: J – момент інерції робочого колеса; l_0 – довжина валу насосного агрегату

При коливанні маси частина поверхні пружної балки частково стикається з поверхнями обертання по AB і CD . Внаслідок цього частина балки згинається з амплітудою y так, що її жорсткість збільшується із збільшенням прогинання.

На підставі запропонованої схеми зміни згинної жорсткості розроблена практична пропозиція по зниженню вібрацій і шуму, на яке оформлений Патент на винахід №84381 від 10.10.2008 г. «Підшипниковий вузол гідравлічного насоса».

В четвертому розділі наведена практична реалізація розробленого комплексу заходів та шляхом проведення натурних досліджень доведено їх ефективність.

На рис. 11 представлена схема запропонованих в роботі заходів.

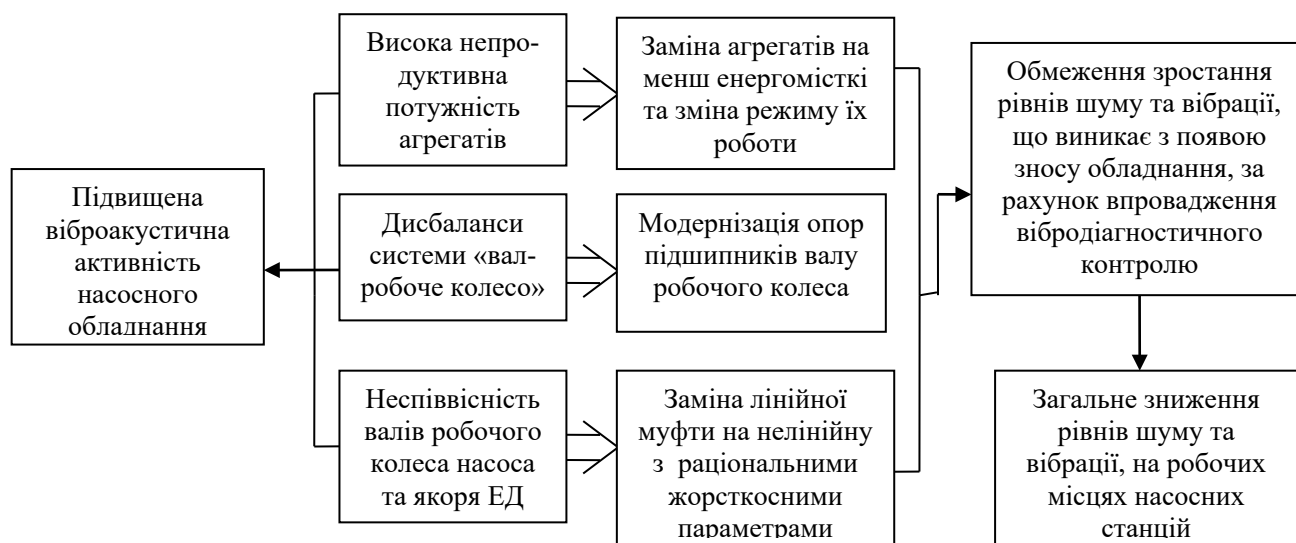


Рис.11 Принципова схема запропонованого комплексу заходів

З метою зменшення шуму, враховуючи потреби міста у воді, пропонується замінити старий насосний агрегат типу Д потужністю 315 кВт на три агрегати типа Д потужністю 55 кВт кожен. Причому, в даному випадку міняються схема і режим роботи устаткування. Замість одного агрегату, що постійно працює, потужністю 315 кВт, в ранковий, денний і вечірній час, коли потреби міста у водопостачанні достатньо великі, працюють одночасно два агрегати сумарною потужністю 110 кВт. У нічний період, оскільки споживання води знижується на порядок, в роботу вводиться третій агрегат, а два попередніх зупиняються, за рахунок чого потужність акустично активного устаткування падає ще удвічі (з 110 кВт до 55 кВт).

Ефективність реалізації даного рішення представлена на рис. 12. Зниження шуму після зменшення потужності досягає майже 5 дБ для високочастотної області спектру.

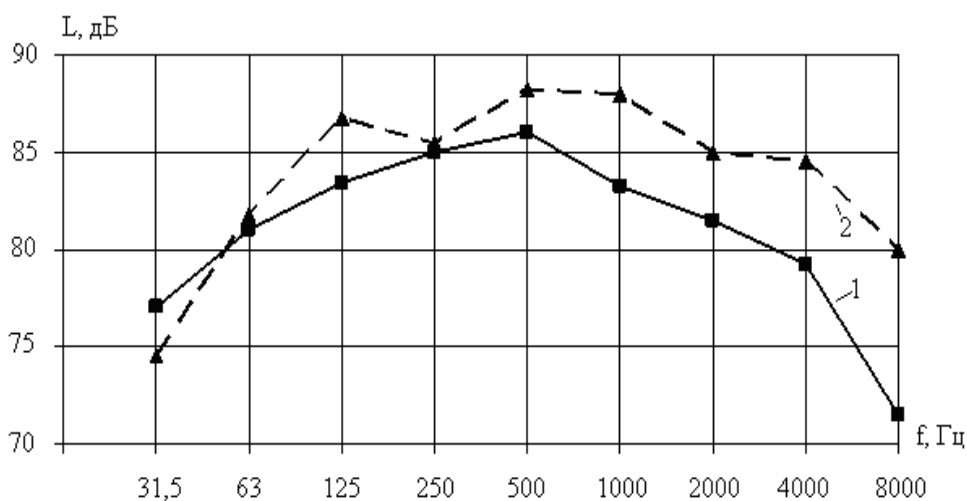


Рис. 12 Спектри шуму, який випромінюється насосним агрегатом Д потужністю 55 кВт (крива 1) і насосним агрегатом Д потужністю 315 кВт (крива 2)

Зменшення амплітуди коливань підсистеми «вал - робоче колесо», які викликані явищем дисбалансу останньої, досягається застосуванням в конструкції насосного агрегату модернізованих підшипників (Пат №84381 від 10.10.2008р.), розроблених за результатами теоретичних досліджень (розділ 3).

Запропонований винахід представлено на рис. 13.

Підшипниковий вузол містить корпус 1, де розташована сама підшипникова опора 2 у вигляді підшипника коливання та консольний пружний елемент у вигляді втулки 3. Відповідно до винаходу втулка 3 розташована поміж валу 4 і підшипниковою опорою 2, причому, місце сполучення втулки з валом уздовж вісі зміщено відносно місця сполучення з підшипниковою опорою.

При роботі підшипникового вузлу з консольно-гнучким елементом, у процесі перетворення частки обертального моменту опорні реакції в підшипникових опорах 2 безперервно змінюють свою величину із частотою, кратною частоті обертання валу 4. У критичних режимах значення цих реакцій збільшуються, вал 4 прогинається так, що внутрішні поверхні консольного гнучкого елементу 3, які раніше не торкалися валу 4, примикають до нього як до додаткової опори. Тобто, вал 4, прогинаючись унаслідок вигінно-крутильної динаміки підсистеми «вал - робоче колесо» починає примикати до

консолі консольно-гнучкого елемента 3 безперервно, отже, вал за цей рахунок стає коротшим, його вигінна жорсткість збільшується, а вигінні вібрації зменшуються.

Таким чином, пристрій забезпечує насамперед зниження вібрацій та шуму, який створюється гідравлічним насосом в робочому діапазоні (рис.14) на рівні 3-7 дБ, особливо на середніх та високих частотах.

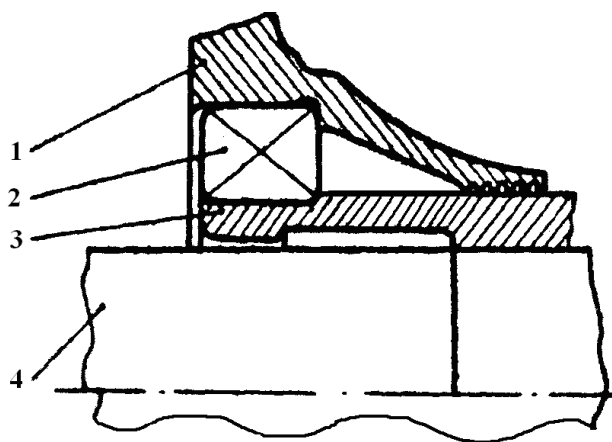


Рис. 13 Підшипниковий вузол гідравлічного насоса: 1-корпус робочого колеса насоса; 2 – підшипникова опора; 3 – консольний - пружний елемент; 4 – вал робочого колеса

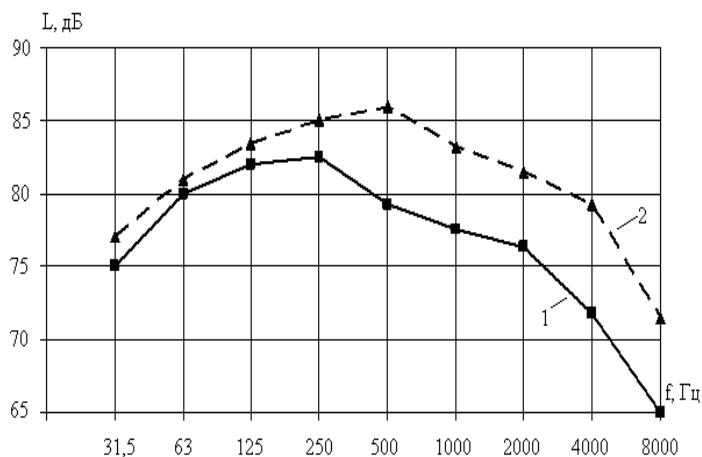


Рис. 14 – Рівні звукового тиску, що випромінюються насосним агрегатом типу Д потужністю 55 кВт: з модернізованими (1) і стандартними підшипниками (2)

Явище неспіввісності валів, яке виникає внаслідок неточностей при монтажі насосних агрегатів і значно підсилюється при випрацюванні пальців втулково-пальцевої муфти, можливо мінімізувати шляхом заміни її на пластинчасту муфту з попереднім затисканням пружин (рис.15). Для уникнення значних динамічних перевантажень в даному з'єднанні, прояв яких також виражається в збільшенні рівня вібрацій і шуму агрегату, слід дотримуватися рекомендацій щодо оптимальних значень параметра M_0 , який характеризує попереднє стискання пружин (розділ 3).

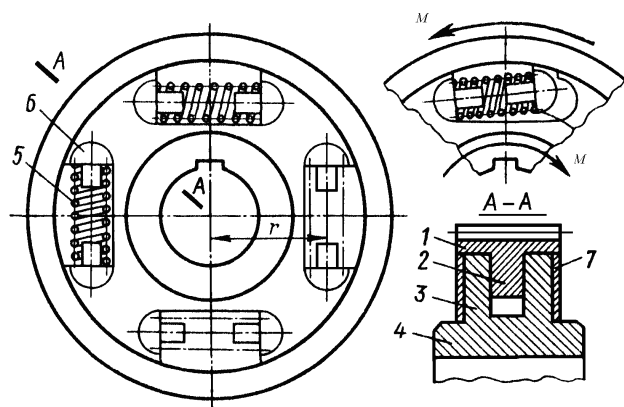


Рис. 15 Запропонована конструкція пластинчастої муфти з попереднім затисканням пружин

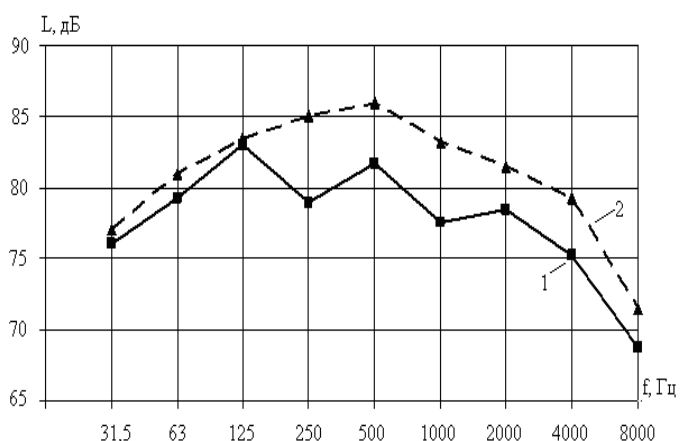


Рис. 16 Рівні звукового тиску, що випромінюються насосним агрегатом типу Д потужністю 55 кВт: з муфтою пластинчастою (1) і стандартною (2)

Муфта складається з обода 1 з ребром 2 і маточини 4 з дисками 3. Ребро обода розміщується між дисками так, що можливий відносний поворот цих деталей. Ребро і диски мають однакові фасонні вирізи, в які закладають пружини 5 з обмежувачами 6. З торців муфти закривають дисками 7, які прикріплюють до маточини або обода для оберігання пружини і обмежувачів від випадання і забруднення.

На рис. 16 наведено ефективність реалізації цього заходу, звідки видно, що найбільший ефект досягається на середніх частотах, де зниження рівня шуму складає в середньому 4 дБ.

Виконана оцінка ефективності розроблених заходів в комплексі. Загальне зниження шуму (рис. 17, а) для робочих місць, розташованих в машинному залі станції, склало 3-13 дБ для різних частот. Для робочого місця оператора, зниження шуму (рис. 17, б) склало від 4 до 12 дБ.

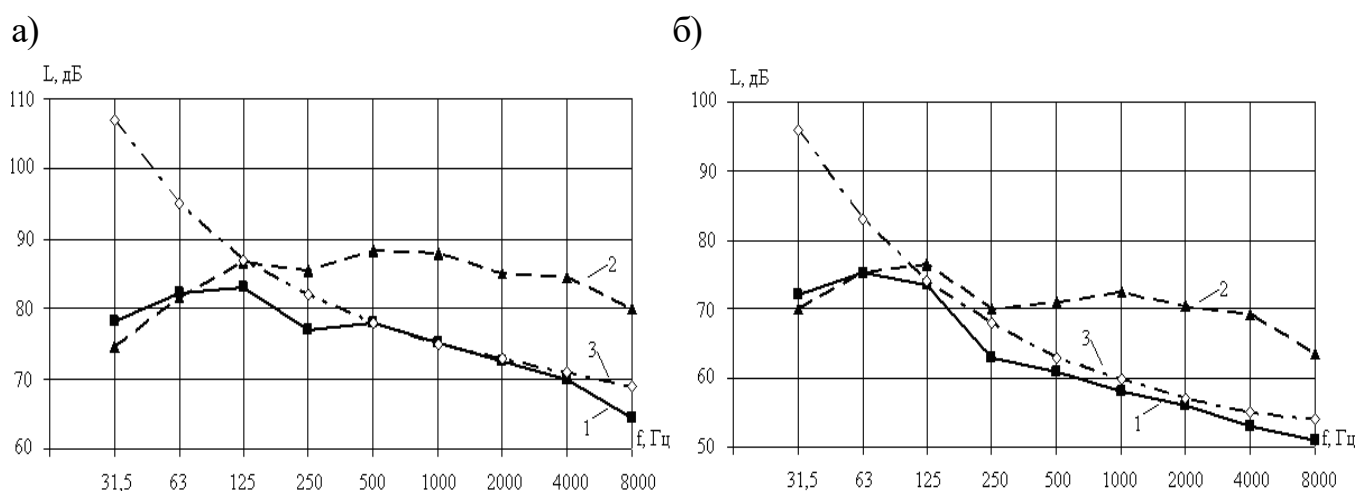


Рис. 17 Спектри шуму в приміщеннях насосної станції: а) на робочих місцях в машинному залі станції, б) на робочому місці в приміщенні оператора; 1 – після впровадження комплексу заходів; 2 – до впровадження зазначених заходів; 3 – нормативний спектр.

Запропоновано узагальнений комплексний підхід до вирішення завдання зниження виробничого шуму насосних агрегатів (рис. 18).

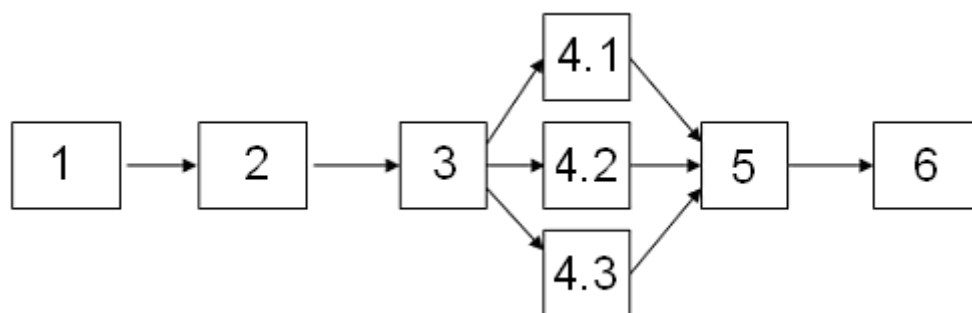


Рис. 18 Узагальнений комплексний підхід до зниження віброакустичної активності насосних агрегатів: 1 – вимірювання рівнів звукового тиску; 2 – ідентифікація чинників, які викликають підвищене шумовипроміювання на робочих місцях; 3 – теоретичні дослідження та розробка практичних рішень по зменшенню шуму; 4.1, 4.2, 4.3 – апробація кожного з практичних рішень окремо; 5 – оцінка ефективності комплексу розроблених рішень; 6 – обмеження зростання рівнів шуму на робочих місцях шляхом впровадження вібродіагностики

На початковому етапі (1) проводиться вимірювання рівнів звукового тиску, що випромінюються працюючим агрегатом і виконується гігієнічна оцінка шумового фону. У разі його невідповідності санітарним нормам, виконується ідентифікація чинників, які спричиняють найбільший вплив на віброакустичну активність устаткування (2). Процес ідентифікації виконується з використанням методів вібродіагностики і теорії планування експерименту. На наступному етапі (3) проводяться теоретичні дослідження (загальні принципи викладено в розділі 3) по розробці практичних рішень, які дозволяють зменшити віброактивність досліджуваного устаткування. Розроблені практичні рішення апробуються спочатку окремо (4), потім реалізуються на об'єкті в комплексі (5) і виконується оцінка їх ефективності. Кількість апробацій (4) індивідуальна для кожного даного випадку і залежить від кількості чинників, що впливають на віброакустичну активність устаткування. Після реалізації практичних рішень впроваджується система вібродіагностики (6), що забезпечує обмеження зростання рівнів шуму на робочих місцях внаслідок зносу обладнання.

Проведена соціально-економічна оцінка ефективності розроблених заходів. Позитивний результат досягається за рахунок зниження потужності устаткування і величини економічного збитку від акустичного впливу (захворюваність обслуговуючого персоналу станції, падіння продуктивності праці, зростання травматизму). Річний економічний ефект від впровадження комплексу рекомендацій на двох насосних станціях складає 392,36 тис. грн.

ВИСНОВКИ

Дисертація є закінченою науково-дослідною роботою, в якій подано теоретичне узагальнення та нове рішення актуального науково-практичного завдання, котре полягає в зниженні рівня шуму на робочих місцях станцій міського водопостачання шляхом зменшення потужності та схеми роботи насосних агрегатів, підвищення жорсткості валу в процесі роботи насосного агрегату, приведення жорсткісних характеристик валопроводу до раціональних, з точки зору зменшення віброакустичної активності, значень, що знайшло відображення в наступному:

1. Проведені дослідження роботи насосних станцій показали, що вібрація на робочих місцях відповідає нормам, а рівень шуму перевищує норми на 12 дБА і є основним шкідливим чинником. Аналіз існуючих методів боротьби з шумом і вібрацією показав, що вони недостатньо ефективні і не враховують зростання віброакустичної активності обладнання по мірі вироблення ресурсу.

2. На основі досліджень встановлені чинники і причини, що викликають підвищене шумовипромінювання на робочих місцях: потужність приводу P , дисбаланси підсистеми «вал – робоче колесо» e_{cm} , неспіввісність валів двигуна і робочого колеса насоса φ , знос підшипників валу насоса h_{cp} . Отримані залежності, які характеризують зв'язок кожного з вказаних чинників з віброакустичною активністю насосного агрегату.

3. Отримано раціональне значення жорсткості з'єднуючої муфти C_m для насосного агрегату типу Д потужністю 55 кВт, яке дозволяє знизити рівні шуму на робочих місцях міських водонасосних станцій на 3-6 дБ для різних октавних смуг частот.

4. Теоретично обґрунтована і запропонована схема зміни вигинної жорсткості валу робочого колеса насоса, що дозволило понизити віброакустичну активність насосного агрегату. Отримані залежності, які характеризують зв'язок коефіцієнтів динаміки K_1 і K_2 для ділянок «якір електродвигуна – муфта» і «муфта, – робоче колесо» з жорсткосними параметрами насосного агрегату.

5. Запропоновано узагальнений комплексний підхід до зниження віброакустичної активності насосного устаткування, який базується на принципах корегування параметрів K_1 , K_2 і C_m в умовах експлуатації на насосних станціях і обмеження зростання рівнів шуму на робочих місцях, за рахунок вчасного виявлення критичних значень параметрів $e_{ст}$, φ , $h_{ср}$ за допомогою вібродіагностики.

6. Розроблені інженерно-технічні рішення з модернізації насосного обладнання станцій міського водопостачання (модернізована опора підшипника валу робочого колеса, нелінійна муфта з оптимальним значенням жорсткості, змінено режим та схему подачі води та знижена потужність агрегатів), що дозволяють знизити рівень шуму на робочих місцях і поліпшити умови праці працівників даних об'єктів.

7. В результаті проведених дослідно-промислових випробувань на насосних станціях в містах Лозова, Південне і с.Покотилівка Харківській області були впроваджені рекомендації по зниженню рівнів шуму на робочих місцях в комплексі із запропонованим методом вібродіагностики, що дозволило знизити рівні шуму на робочих місцях насосної станції в середньому на 12 дБА і отримати річний економічний ефект у розмірі 392,36 тис. грн.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Козодой Д.С. Роль акустической диагностики в разработке мероприятий по защите работающих от шума / Коржик Б.М., Козодой Д.С. // Безопасность жизнедеятельности: научно методична конференція, 1 грудня 2003 р.: тези доп. – Харків, 2003. - С. 38 – 39.
2. Козодой Д.С. Использование диагностики, как метода повышения безопасности труда работников, обслуживающих технические системы / Козодой Д.С., Кислый Н.Я. // Безопасность жизнедеятельности: научно методична конференція, 1 грудня 2003 р.: тези доп. – Харків, 2003. - С. 61 – 62.
3. Козодой Д.С. О способе реализации нового метода оценки и борьбы с производственным шумом / Козодой Д.С., Коржик Б.М., Кислый Н.Я. // Безопасность жизнедеятельности: научно методична конференція, 10 грудня 2004 р.: тези доп. – Харків, 2004. - С. 127 – 128.
4. Козодой Д.С. О реализации нового метода оценки и борьбы с производственным шумом / Козодой Д.С., Коржик Б.М., Кислый Н.Я. // Коммунальное хозяйство городов. Сб. науч. трудов. Вып. 60. – К.: «Техніка», 2004. – С. 260- 264.

5. Козодой Д.С. О методе оценки и борьбы с производственным шумом / Коржик Б.М., Козодой Д.С. // *Безпека життєдіяльності: Матеріали першої Міжнародної науково-практичної конференції, 20-22 квітня 2005.* – Київ. – 2005. – С. 193 - 199.
6. Козодой Д.С. К вопросу об особенностях формирования вторичных признаков в методе оценки и борьбы с производственным шумом / Козодой Д.С., Коржик Б.М., Кислый Н.Я. // *Коммунальное хозяйство городов. Сб. науч. трудов. Вып. 64.* – К.: «Техніка», 2005. - С. 164 - 166.
7. Козодой Д.С. О формировании диагностических признаков при разработке метода оценки и борьбы с производственным шумом / Козодой Д.С., Коржик Б.М., Кислый Н.Я. // *Безпека життєдіяльності: науково методична конференція, 4 грудня 2005 р.: тези доп.* – Харків, 2005. - С. 67 – 69.
8. Козодой Д.С. О решении задачи минимизации числа измерительных точек при разработке метода оценки и борьбы с производственным шумом. / Козодой Д.С., Коржик Б.М. // *Безпека життєдіяльності: науково методична конференція, 5 грудня 2006 р.: тези доп.* – Харків, 2006. - С. 58 – 59.
9. Козодой Д.С. До питання оцінки й боротьби з вібрацією та шумом на водопостачальних насосних станціях / Коржик Б.М., Козодой Д.С., Голендер В.А. // *Будівництво, матеріалознавство, машинобудування. Зб. наук. праць* Вип. 42. - Дніпропетровськ: Основа, 2007. – С. 327 - 330.
10. Козодой Д.С. Некоторые результаты исследований, связанных со снижением шума в насосных станциях. // *Безпека життєдіяльності: науково методична конференція, 6 грудня 2007 р.: тези доп.* – Харків, 2007. - С. 39.
11. Козодой Д.С. Эффективность разработанного комплекса мероприятий по снижению шума в помещениях водонасосной станции / Коржик Б.М., Козодой Д.С. // *Охорона праці та соціальний захист працівників: Матеріали Міжнародної наукової конференції, 19 -21 листопада.* – К. – 2008. – С. 209 - 211.
12. Козодой Д.С. Факторы, влияющие на виброакустическую активность насосных агрегатов / Козодой Д.С., Коржик Б.М., Ворожбян М.И. // *Безпека життєдіяльності: науково методична конференція, 8 грудня 2003 р.: тези доп.* – Харків, 2008 р. - С. 37 – 38.
13. Козодой Д.С. О снижении уровней вибрации и шума, излучаемых насосными агрегатами, на станциях водоснабжения / Голендер В.А., Коржик Б.М., Козодой Д.С. // *Науковий вісник будівництва. Зб. наук. праць. Вип. 46.* – Харків.: ХДТУБА, 2008. – С. 251-254.
14. Козодой Д.С. Привод насоса в переходных процессах / Коржик Б.М., Козодой Д.С., Голендер В.А. // *Вестник Херсонского национального технического университета. Сб. науч. трудов. Вып. 31(2).* – Херсон: ХНТУ, 2008. – С. 254 - 258.
15. Пат. 84381 Україна, МПК F16H 39/00, H02K 5/24. Підшипниковий вузол гідравлічного насоса / Голендер В.А., Коржик Б.М., Козодой Д.С.; замовник та патентоволодар Українська державна академія залізничного транспорту. - № а 200712487; заявл. 12.11.2007; опубл. 10.10.2008, Бюл. № 19.

АНОТАЦІЯ

Козодой Д.С. Зниження рівня шуму на робочих місцях насосних станцій міського водопостачання. - Рукопис.

Дисертація на здобуття вченого ступеня кандидата технічних наук зі спеціальності 05.26.01 – охорона праці. – Державний вищий навчальний заклад «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури», Дніпропетровськ, 2009.

Дисертація присвячена вирішенню актуальної проблеми зниження рівня шуму на робочих місцях насосних станцій міського водопостачання, який несприятливо впливає на працівників.

На основі аналізу літературних джерел і за наслідками попередніх досліджень сформульовані мета роботи і завдання досліджень. Виконано комплекс досліджень по визначенню чинників, які обумовлюють підвищену віброакустичну активність насосних агрегатів, та відповідно, високі рівні шуму на робочих місцях. Встановлено залежності, що описують такий вплив. Одержано табличні дані про рівні вібрацій, які дозволяють обмежувати зростання шумовипромінювання, котре виникає внаслідок їх незадовільного технічного стану.

Запропоновані і теоретично обґрунтовані: схема зміни жорсткості валу насосного агрегату під час роботи, яка підтверджена патентом України на винахід (№ 84381, від 10.10.2008 р.); зміна співвідношення жорсткостей ділянок валопроводу насосного агрегату та визначено раціональне значення жорсткості муфти.

Завдання зниження рівня шуму на робочих місцях в приміщенні насосної станції вирішується за рахунок впровадження комплексу заходів, а саме: заміни старих агрегатів, що мають велику непродуктивну потужність, на менш потужні агрегати разом зі зміною режиму їх роботи; модернізації підшипників валу робочого колеса; заміни стандартної муфти на нелінійну пластинчасту з раціональними жорсткісними параметрами.

Запропоновано узагальнений комплексний підхід до зниження віброакустичної активності насосного устаткування, який може бути застосований на аналогічних об'єктах. Загальне зниження рівнів звуку на робочих місцях персоналу насосної станції склало 12-13 дБА. Економічний ефект від впровадження комплексу рекомендацій на двох насосних станціях складає 392,36 тис. грн.

Ключові слова: робочі місця, санітарні норми, шумоутворення, віброакустична активність, насосний агрегат, вібродіагностика, дисбаланс, неспіввісність, підшипниковий вузол.

АННОТАЦИЯ

Козодой Д.С. Снижение уровня шума на рабочих местах насосных станций городского водоснабжения. - Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.26.01 – охрана труда. Государственное высшее учебное заведение

«Приднепровская государственная академия строительства и архитектуры», Днепропетровск, 2009.

Диссертация посвящена решению актуальной проблемы снижения уровня шума на рабочих местах насосных станций водоснабжения, оказывающего негативное воздействие на здоровье и жизнедеятельность работников.

Проведенный обзор существующих методов борьбы с шумом и вибрациями показал, что, несмотря на разнообразие мероприятий по снижению виброакустической активности источников шума, рассматриваемая проблема не исчерпана до конца, а известные методы шумозащиты не вполне эффективны при ее решении. Показано, что ремонтные вмешательства, наработка на ресурс, неудовлетворительное техническое содержание элементов машин и механизмов снижают эффективность этих мероприятий, и, соответственно, способствуют увеличению уровня шума, излучаемого техническими системами. Это позволило сделать вывод о том, что для эффективного решения вопроса защиты работников насосных станций от производственного шума необходимо привлекать методы виброакустической диагностики. Отмечено, что существующие методы виброакустической диагностики, как средство, используемое для борьбы с производственным шумом до настоящего времени практически не рассматривались.

Проведен 4-х факторный эксперимент по исследованию влияния параметров насосных агрегатов на процесс вибро- и шумообразования, получено уравнение регрессии, которое характеризует взаимосвязь с виброакустической активностью таких факторов, как: мощность насосного оборудования, дисбаланс вала рабочего колеса, несоосность валов насосного агрегата, рабочий зазор в подшипниках вала насоса. Получены табличные данные об уровнях вибраций, которые позволяют ограничивать рост шумоизлучения на рабочих местах, возникающий по причине ухудшения технического состояния насосных агрегатов. С использованием методов вибродиагностики получены математические зависимости, описывающие связь виброакустической активности насосного агрегата с каждым, упомянутым выше, параметром. Анализ результатов исследований позволил определить наиболее эффективные пути снижения шума на рабочих местах насосных станций: снижение непроизводительной мощности агрегатов, уменьшение величины дисбаланса системы «вал - рабочее колесо» и минимизация угла несоосности валов якоря двигателя и рабочего колеса вместе с уменьшением динамических нагрузок на валопроводе насосного агрегата.

Поиск решений, направленных на снижение шума в помещениях насосных станций позволил теоретически обосновать и предложить схему изменения жесткости вала рабочего колеса в процессе работы насосного агрегата, применение которой позволяет снизить шумоизлучение насосных агрегатов, и как следствие, добиться снижения уровня шума на рабочих местах. Данная схема реализована в практической разработке модернизированного подшипникового узла, что подтверждено патентом Украины на изобретение (№.84381, от 10.10.2008 г.). Определены рациональные жесткостные параметры системы валопровода насосного агрегата, предложена методика изменения

соотношения жесткостей участков валопровода и определения рационального значения жесткости муфты насосного агрегата.

Задача снижения шума на рабочих местах в помещениях насосной станции решена внедрением комплекса рекомендаций по снижению виброакустической активности насосных агрегатов:

- замена старых агрегатов, обладающих большой непроизводительной мощностью, на менее мощные агрегаты вместе с изменением режима их работы, учитывая потребности города;

- модернизация подшипников вала рабочего колеса;

- замена стандартной муфты на нелинейную пластинчатую с определением рациональных жесткостных параметров.

Проведены натурные исследования по определению эффективности разработанного комплекса мероприятий, которые доказали целесообразность их внедрения. Суммарный уровень шума в помещениях насосной станции снижен в среднем на 12 дБА. Результаты исследований внедрены в КП «Водоканал» г.Лозовая и КП ВКХ Харьковского района г.Южное и с.Покотиловка.

Учитывая эффективность примененных рекомендаций, предложен обобщенный комплексный подход к решению задачи снижения шума на рабочих местах насосных станций городского водоснабжения.

Проведена социально-экономическая оценка эффективности разработанных мероприятий. Положительный результат достигается за счет снижения мощности оборудования и величины экономического ущерба от акустического влияния (заболеваемость обслуживающего персонала станции, падение производительности труда, рост травматизма). Годовой экономический эффект от внедрения комплекса рекомендаций на двух насосных станциях составляет 392,36 тыс. грн.

Ключевые слова: рабочие места, санитарные нормы, шумообразование, виброакустическая активность, насосный агрегат, вибродиагностика, дисбаланс, несоосность, подшипниковый узел.

SUMMARY

Kozodoy D.S “ Noise range decrease at working places of urban water-supply pump stations.” - Manuscript.

The dissertation on the obtaining of a scientific degree of the candidate of technical science on the speciality 05.26.01 – Labour Safety. – State Higher Educational Establishment “Pridniprovska State Academy of Civil Engineering and Architecture”, Dnipropetrovsk, 2009.

The dissertation deals with the actual problem noise range decrease at working places of urban water-supply pump stations that have negative influence on workers.

The thesis objective and researches goals have been defined on the basis of the literary sources analysis and the former researches results. The full set of researches have been carried out defining the factors having the largest impact on the vibration and acoustic activity of pump units

and accordingly high noise range at working places. The correlations that describe the influence like that have been obtained. The table data for vibration levels have been obtained. They allow restricting the noise emission increase that appears due to their poor technical state.

The scheme of rigidity change of the pump unit shaft has been offered and proved theoretically. This scheme is acknowledged by a patent for invention (№84381 10.10.2008 y.) The system of rigidity correlation change of the shafts and definition of rational meaning clutch rigidity.

The problem of noise range decrease at working places of urban water-supply pump stations is solved at the expense of the package introduction that constitutes the change of out-of-date units having large unproductive power for less powerful units together with their operating regime change. This procedure takes into account, impeller shaft bearing modernization, standard clutch change for a non-linear plate one with rigidity parameters optimization.

The generalized system of vibration and acoustic activity decrease of the similar pump equipment has been offered that can be used at the similar objects. The general decrease of noise levels inside a pump station reached 12-13 dB. The affordability of the recommendations system introduction at the two pump stations counts 392,36 thousands of hrn.

Key words: workplaces, sanitary standards, noise emission, vibration and acoustic activity, pump unit, vibration diagnostics, imbalance, axis misalignment, bearing unit

Підп. до друку 12.11.09.

Умовн. - друк. арк. 0,9.

Тираж 100 прим.

Формат 60 x 84 ¹/₁₆.

Друк на ризографі.

Обл. - вид. арк. 1,2.

Зам. № 5079

Папір офісний.

61002, м. Харків, вул. Революції, 12

Сектор оперативної поліграфії ЦНІТ ХНАМГ
61002, м. Харків, вул. Революції, 12