ПРОГНОЗУВАННЯ ВІБРАЦІЙНОГО СТАНУ ЕЛЕКТРОНАСОСНОГО АГРЕГАТУ

М. І. Сотник, В. В. Москаленко, А. О. Сохань, Д. І. Сухоставець

Сумський державний університет

вул. Римського-Корсакова, 2, м. Суми, 40007, Україна. E-mail: vlad.moskalenko1993@gmail.com

Експлуатація електромеханічних систем на нерозрахункових режимах, у складі яких використовуються відцентрові насоси, супроводжується рядом негативних факторів, особливе місце серед яких займає надмірна лопатева вібрація насоса, яка негативно впливає на його експлуатаційні характеристики та обумовлює скорочення ресурсу роботи основних вузлів насосного агрегату. Виходячи з цього, актуальною задачею є покращення експлуатаційних (вібраційних) характеристик насоса, як складової електромеханічних систем, що за рахунок підвищення енергоефективності робочого процесу електромеханічних систем та/або зменшення загальної вартості життєвого циклу насосів у їх складі, у кінцевому результаті дасть значний економічний ефект. За результатами проведеного експериментального дослідження вібраційного стану корпусу підшипника насоса Д2000-100-2, що функціонує у складі електромеханічних систем, та інтенсивності пульсацій тиску рідини на його виході, встановлено граничне середньоквадратичне значення амплітуди пульсацій тиску ($\Delta P \geq 35,8$ кПа та/або 3,4 % Н) за якого спостерігається перевищення встановленого ISO 10816:3-2014 граничного середньоквадратичного значення віброшвидкості корпусу підшипника насоса ($\bar{V} \geq 2,8$ мм/с) та визначено коефіцієнт кореляції ($k = \bar{V}_d / \Delta P$), що характеризує середньоквадратичне значення віброшвидкості корпусу підшипника насоса на лопатевої частоті ($\bar{V}_d$) в залежності від середньоквадратичного значення амплітуди лопатевих пульсацій тиску на його виході (ΔP). Оскільки, кількість та систематичність експериментальних досліджень щодо впливу параметрів насоса на інтенсивність його лопатевої вібрації ускладнюється високою вартістю їх проведення, тому доцільно у подальших дослідженнях в якості непрямого показника середньоквадратичного значення віброшвидкості корпусу підшипника насоса на лопатевої частоті використовувати середньоквадратичне значення амплітуди лопатевих пульсацій тиску. Інтенсивність пульсацій тиску та вплив основних параметрів насоса на їх амплітуду, з достатньою для інженерних розрахунків точністю, можливо визначити шляхом числового моделювання нестационарної течії рідини у проточній частині насоса.

Ключові слова: відцентровий насос, електромеханічна система, пульсації тиску, експлуатаційні характеристики.

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ВИБРАЦИОННОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕКТРОНАСОСНОГО АГРЕГАТА

М. И. Сотник, В. В. Москаленко, А. А. Сохань, Д. И. Сухоставец

Сумской государственной университет

ул. Римского-Корсакова, 2, г. Сумы, 40007, Украина. E-mail: vlad.moskalenko1993@gmail.com

Эксплуатация электромеханических систем на нерасчётных режимах, в составе которых используются центробежные насосы, сопровождается рядом негативных факторов, особое место среди которых занимает чрезмерная лопастная вибрация насоса, которая негативно влияет на его эксплуатационные характеристики и обуславливает сокращение ресурса работы основных узлов электромеханических систем. Исходя из этого, актуальной задачей является улучшение эксплуатационных (вибрационных) характеристик насоса, как составляющей электромеханических систем, которое за счет повышения энергоэффективности рабочего процесса электромеханических систем и/или уменьшения общей стоимости жизненного цикла насосов в их составе, в конечном итоге даст значительный экономический эффект. По результатам проведенного экспериментального исследования вибрационного состояния корпуса подшипника насоса Д2000-100-2, который функционирует в составе электромеханических систем, и интенсивности пульсаций давления жидкости на его выходе, установлено предельное среднеквадратическое значение амплитуды пульсаций давления ($\Delta P \geq 35,8$ кПа та/або 3,4 % Н), при котором наблюдается превышение установленного ISO 10816:3-2014 предельного среднеквадратического значения виброскорости корпуса подшипника насоса ($\bar{V} \geq 2,8$ мм/с), а также определён коэффициент корреляции ($k = \bar{V}_d / \Delta P$), который характеризует среднеквадратическое значение виброскорости корпуса подшипника насоса на лопастной частоте ($\bar{V}_d$) в зависимости от среднеквадратического значения амплитуды лопастных пульсаций давления на его выходе (ΔP). Поскольку, количество и систематичность экспериментальных исследований влияния параметров насоса на интенсивность его лопастной вибрации осложняется высокой стоимостью их проведения, поэтому целесообразно в дальнейших исследованиях в качестве косвенного показателя среднеквадратического значения виброскорости корпуса подшипника насоса на лопастной частоте использовать среднеквадратическое значение амплитуды лопастных пульсаций давления. Интенсивность пульсаций давления и влияние основных параметров насоса на их амплитуду, с достаточной для инженерных расчетов точностью, можно определить путем численного моделирование нестационарного течения жидкости в проточной части насоса.

Ключевые слова: электромеханическая система, насос, пульсации давления, эксплуатационные характеристики.

АКТУАЛЬНІСТЬ РОБОТИ. Електронасосні агрегати є невід'ємною складовою технологічної системи багатьох галузей господарства України. Особливо значною є їх роль у галузі водопостачання, зокрема на насосних станціях систем подачі та розподілу води житлово-комунального господарства, нафтохімічної та енергетичної галузі.

На сьогоднішній день у складі електронасосних агрегатів систем водопостачання України використовується більше 5000 відцентрових насосів двостороннього входу типу Д і більшість з них потребує модернізації, оскільки типовий підхід до проектування насосних станцій систем водопостачання України та підбір насосного обладнання з надлишковим запасом по його продуктивності призвів до того, що більшість насосів типу Д досить тривалий час (75 %...81 % часу своєї роботи) експлуатуються в зоні недовантаження за подачею $Q_i \leq 0,7...0,8 Q_{opt}$ (де Q_{opt} – оптимальна подача насоса, м³/год) [1], а це, у свою чергу, також негативно впливає на ефективність роботи приводного електродвигуна та електромеханічної системи (ЕМС) в цілому.

Експлуатація насосного агрегату типу Д на відмінних від оптимального режима супроводжується рядом негативних факторів, особливе місце серед яких займає надмірна вібрація насоса на лопатевій частоті, що негативно впливає на експлуатаційні характеристики насоса та обумовлює скорочення ресурсу роботи основних його вузлів [2]. Так, на основі результатів дослідження 32 насосних станцій зі 108 насосами, близько 38–45 % усіх відмов, при експлуатації відцентрових насосів на режимах, відмінних від оптимального, настає за причини надмірної вібрації [3].

Надмірна вібрація на лопатевій частоті є актуальною проблемою при експлуатації відцентрових насосів типу Д у складі ЕМС систем водопостачання, а аналіз гідродинамічних процесів, що обумовлюють її підвищення при експлуатації насосів в зоні недовантаження за подачею є актуальним напрямком досліджень щодо покращення експлуатаційних характеристик існуючого насосного агрегату типу Д та збільшення ресурсу роботи його основних вузлів.

За результатами проведеного аналізу попередніх досліджень щодо умов виникнення надмірної лопатевої вібрації відцентрових насосів [4–7] встановлено, що:

- лопатева вібрація основних вузлів відцентрового насоса ЕМС є наслідком лопатевих пульсацій тиску рідини та обумовлена нестационарними гідродинамічними процесами, що протікають у його проточній частині;

- основними джерелами лопатевої вібрації насоса є пульсації тиску внаслідок неоднорідності потоку на вході/виході з робочого колеса;

- оцінювання інтенсивності лопатевих пульсацій тиску є одним з реальних способів отримання

непрямим методом інформації щодо інтенсивності лопатевої вібрації насоса на етапі його розробки;

- на розрахункових режимах експлуатації відцентрового насоса спірального типу найбільш інтенсивними гідродинамічними коливаннями є пульсації тиску на лопатевій частоті робочого колеса:

$$f = z \cdot n / 60, \quad (1)$$

де f – частота коливань, Гц; n – частота обертання ротора, об/хв; z – кількість лопатей робочого колеса.

- збільшення амплітуди лопатевих пульсацій тиску при роботі насоса поблизу та/або за нижньої межею його робочого діапазону обумовлюється переважно неузгодженістю гідравлічних параметрів потоку з конструкційними параметрами елементів проточної частини насоса;

- зміна амплітуди лопатевих пульсацій тиску в залежності від подачі насоса являє собою типову криву 2-го порядку з трендом збільшення значень, що зміщений вліво (у область малих подач) відносно оптимального режиму роботи насоса.

Оскільки, кількість та систематичність експериментальних досліджень щодо залежності інтенсивності лопатевої вібрації від конструкційних та/або робочих параметрів відцентрового насоса ускладнюється високою вартістю їх проведення та неможливістю виготовлення абсолютно однакових деталей проточних частин, то пропонується у подальшому використовувати інтенсивність лопатевих пульсацій тиску в якості непрямого показника лопатевої вібрації насоса. У свою чергу, інтенсивність пульсацій тиску у проточній частині насоса, з достатньою для інженерних розрахунків точністю, може бути визначена за допомогою числового експерименту з використанням таких програмних комплексів, як: ANSYS CFX, FlowVision, Fluent та інші.

Виходячи з актуальності теми дослідження та проведеного огляду попередніх досліджень, метою даної роботи є визначення взаємозв'язку між інтенсивністю лопатевої вібрації основних вузлів насоса типу Д та інтенсивністю пульсацій тиску рідини на його виході. Визначений взаємозв'язок дозволить на етапі розробки та при прийнятті рішення щодо модернізації насосів типу Д передбачити інтенсивність лопатевої вібрації основних вузлів ЕМС та запропонувати комплекс заходів щодо її зниження.

МАТЕРІАЛ І РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ.

Експериментальне дослідження взаємозв'язку між інтенсивністю лопатевої вібрації основних вузлів насоса типу Д та інтенсивністю пульсацій тиску рідини на його виході проведено на ЕМС оборотної насосної станції підприємства ВАТ «Сумхімпром» м. Суми. Для забезпечення технологічного процесу виробництва сірчаної кислоти на території підприємства розташована та функціонує насосна станція оборотного водопостачання цеху з виробництва сірчаної кислоти № 4. Об'єктами водопостачання даної станції є градирні та

технологічне обладнання сушильно-абсорбційного відділення. Основним джерелом підживлення системи оборотного водопостачання є води р. Псел.

Експериментальне дослідження роботи насосної станції проведено згідно «Методики енергетичного обстеження систем водопостачання промислових та комунальних підприємств» [8], згідно вимог ДСТУ 6134:2009 «Насоси динамічні. Методи випробування» [9] та ДСТУ ISO 10816-3:2014 «Вібрація. Контролювання стану машин за результатами вимірювання вібрації на необертючих частинах» [10].

Насосна станція оборотного водопостачання призначена для перекачування технічної води з метою охолодження теплообмінників сушильно-абсорбційного відділення виробництва сірчаної кислоти.

У своєму складі насосна станція має ЕМС, які укомплектовані насосами: 20НДН з електродвигунами А4-400Х-ДУЗ, установленою потужністю $N = 250$ кВт; 400Д-190 з електродвигунами 4А-НЗ15М-6УЗ, $N = 160$ кВт; Д2500-65 з електродвигуном А03-400М8У2, $N = 250$ кВт; насоси Д2000-100-2 з електродвигунами А4-450-У6, $N = 800$ кВт.

ЕМС з відцентровими насосами типу Д2000-100-2 функціонують у системі охолодження теплообмінників для перекачування води з резервуару охолодженої води до сушильно-абсорбційного відділення, ЕМС з відцентровими насосами типу 400Д-190, ЕМС з відцентровими насосами типу Д2500, 20НДН призначені для перекачування води з резервуару нагрітої води ($t < 100^\circ\text{C}$) до градирень.

Зважаючи на особливості технологічного процесу та режими роботи підприємства необхідна подача води регулюється з використанням засувки на напірному трубопроводі (засувки D_y 800 з електроприводами). Діапазон можливих режимів роботи насосної станції за подачею лежить в діапазоні від $600 \text{ м}^3/\text{год}$ до $4000 \text{ м}^3/\text{год}$ та залежить від інтенсивності тепловиділення теплообмінників сушильно-абсорбційного відділення, що в свою чергу залежить від температури зовнішнього повітря, обсягів виготовлення сірчаної кислоти та особливостей технологічного процесу.

Регулювання режиму роботи насосної станції за подачею відбувається шляхом ступінчастого регулювання кількістю одночасно працюючих насосів, а також регулюванням засувками. Регулювання з використанням засувки спричиняє зміну режимів роботи насоса в діапазоні подачі: $0,3 Q_{opt} \dots Q_{opt}$, що супроводжується низькою енергоефективністю робочого процесу насосів ЕМС, підвищеною лопатевою вібрацією насосного обладнання та систем трубопроводів, їх надмірним шумом.

При проведенні експериментальних досліджень використовувалося основне та допоміжне технологічне обладнання насосної станції

оборотного водопостачання цеху з виробництва сірчаної кислоти № 4, тобто випробування проведено в умовах діючого виробництва. В якості об'єкту дослідження прийнято робочий процес відцентрового насосу типу Д2000-100-2, як типового представника насосів типу Д та класу відцентрових насосів спірального типу.

Схема розміщення насосного обладнання на місці його експлуатації та засобів вимірювання, що використовувалося при експериментальних дослідженнях представлена на рис. 1.

Рисунок 1 – Схема розміщення насосного обладнання та засобів вимірювання:

1 – насос Д2000-100-2; 2 – електродвигун А4-450-У6; 3 – засувка з електроприводом Ду800; 4 – всмоктувальний трубопровід; 5 – датчик тиску ОВЕН ПД100; 6 – ультразвуковий витратомір УРСВ «Взлет ПР»; 7 – напірний трубопровід; 8 – прилад виміру потужності К50; 9 – віброметр NTK з віброперетворювачем VD7; 10 – мановакуумметр

Рідина (технічна вода) з резервуару охолодженої води надходить по всмоктувальному трубопроводу (4) у відцентровий насос Д2000-100-2 (1), а з насоса по напірному трубопроводу (7) до сушильно-абсорбційного відділення підприємства. Засувку з електроприводом (3) на напірному трубопроводі використано для регулювання режиму роботи насоса Д2000-100-2 за подачею. Приводом насоса є асинхронний електродвигун (2) з комутаційною апаратурою, робоча потужність якого вимірювалася ватметром переносного вимірювального комплексу К-50 (8).

Експериментальне дослідження взаємозв'язку між інтенсивністю лопатевої вібрації насоса та інтенсивністю лопатевих пульсацій тиску рідини проведено за наступною методикою:

1. Оцінювання вібраційного стану ЕМС. Для оцінки вібраційного стану ЕМС з насосом Д2000-100-2 використано віброметр – NTK у комплекті з віброперетворювачем VD-7, (рис.1, позиція 9). Віброметр дозволяє визначити середньоквадратичне значення віброшвидкості корпусу підшипника насоса (мм/с) та оцінити спектр вібрацій (Гц) в залежності від подачі насоса.

У відповідності до ДСТУ ISO 10816-3:2014 «Вібрація. Контролювання стану машин за результатами вимірювання вібрації на необертючих

частинах» [10] датчики віброметра з магнітними наконечниками були закріплені з зовнішньої сторони корпусу підшипникових вузлів насоса в двох ортогональних радіальних напрямках (А – місце розташування датчика у вертикальному напрямку, Б – у горизонтальному напрямку) (рис. 2).

Рисунок 2 – Схема розташування датчиків вимірювання вібрації

2. Визначення амплітуди лопатевих пульсацій тиску насоса ЕМС. Для дослідження амплітуди лопатевих пульсацій тиску рідини на виході з насоса типу Д2000-100-2 було використано комплекс приладів, таких як: датчик тиску ОВЕН ПД100, що під'єднано до плати Arduino з дискретністю вимірів 900 Гц та ноутбук Asus K55VD для обробки отриманих результатів.

Датчик тиску ОВЕН ПД100 з різьбовою частиною кріплення до трубопроводу був закріплений у місці встановлення манометра (5) на напірному трубопроводі (замість манометра) (рис. 1).

3. Визначення подачі ЕМС. У відповідності до ДСТУ 6134:2009 «Насоси динамічні. Методи випробування» [9] контроль величини подачі проведено з використанням витратоміру УРСВ «ВЗЛЕТ ПР» (рис. 1, позиція 6), для цього на прямій ділянці трубопроводу напірного колектора водонасосної станції (пряма ділянка трубопроводу мала довжину не менше трьох його діаметрів), на його зовнішній поверхні, було встановлено накладні ультразвукові датчики. До датчиків був приєднаний прилад фіксації та архівації даних.

Дослідження за пунктом 1, 2 та 3 проведено одночасно на наступних режимах роботи насоса Д2000-100-2 за подачею: $0,3 Q_{opt}$, $0,6 Q_{opt}$, $0,8 Q_{opt}$ та Q_{opt} . Тривалість функціонування насоса ЕМС на кожному з режимів 15 хвилин. Подача насоса при цьому регулювалася напірною засувкою на вихідному напірному трубопроводі, а її значення контролювалося за допомогою витратоміру УРСВ «ВЗЛЕТ ПР».

За результатами експериментального дослідження проведено оцінку похибок результатів вимірювань: відносно граничну похибку визначення подачі насоса та повного тиску при відомій частоті обертання валу електродвигуна, а також відносно граничну похибку вимірювання подачі при використанні ультразвукового витратоміра. Граничні відносні похибки вимірювань по кожному параметру не перевищували допустимі граничні похибки згідно ДСТУ 6134:2009 для експлуатаційних випробувань (табл. 1).

Таблиця 1 – Допустимі граничні похибки експлуатаційних випробувань згідно ДСТУ 6134:2009

Найменування параметру	Допустимі похибки, %
Подача	$\pm 3,5$
Повний тиск	± 3

Результати експериментального дослідження взаємозв'язку між лопатевою вібрацією корпусу підшипника насоса Д2000-100-2 та амплітудою лопатевих пульсацій тиску на його виході в залежності від подачі представлено у таблиці 2.

Таблиця 2 – Середньоквадратичне значення віброшвидкості та середньоквадратичного значення амплітуди пульсацій тиску

$Q, \text{ м}^3/\text{год}$	Точки вимірювання	СКЗ віброшвидкості ($\bar{V}_d$, мм/с) та амплітуди пульсацій тиску (ΔP , кПа) на лопатевій частоті ($f=98$, Гц)		Коефіцієнт кореляції
		$\bar{V}_d$	ΔP	
2001	А	0,35	11,4	0,03
	Б	0,92		0,079
1607	А	0,60	19,2	0,031
	Б	1,56		0,081
1200	А	1,06	35,8	0,029
	Б	2,91		0,079
533	А	2,4	75,8	0,031
	Б	6,2		0,082

За результатами експериментального дослідження взаємозв'язку між лопатевою вібрацією основних вузлів насоса та амплітудою лопатевих пульсацій тиску визначено коефіцієнт кореляції ($k = \bar{V}_d / \Delta P$), що характеризує середньоквадратичне значення віброшвидкості на лопатевій частоті ($\bar{V}_d$) корпусу підшипника насоса Д2000-100-2 в залежності від середньоквадратичного значення амплітуди лопатевих пульсацій тиску (ΔP) на виході з насоса та становить: $k_A = 0,03$ – для вертикального напрямку коливань, $k_B = 0,08$ – для горизонтального напрямку.

Оскільки в діапазоні подач $0,3 Q_{opt} \dots Q_{opt}$ насоса Д2000-100-2 лопатева вібрація корпусу підшипника у вертикальному напрямку А не перевищує встановлених ISO 10816:3-2014 граничних значень середньоквадратичного значення віброшвидкості $\bar{V} \leq 2,8 \text{ мм/с}$, то у подальшому розглядається лише середньоквадратичне значення віброшвидкості корпусу підшипника у горизонтальному напрямку Б.

Візуальну інтерпретацію спектру віброшвидкості корпусу підшипника за різних значень подачі представлено на рис. 3.

Рисунок 3 – Спектр віброшвидкості та віброприскорення корпусу підшипника насоса Д2000-100-2 в горизонтальному напрямку Б за подачі: а) $0,3 Q_{opt}$; б) $0,6 Q_{opt}$; в) $0,8 Q_{opt}$; г) Q_{opt}

За результатами експериментального дослідження інтенсивності пульсацій тиску на виході з насоса визначено, що зміна значень тиску на виході з насоса Д2000-100-2 має гармонійний характер, а відхилення значень тиску від середнього значення (x) в певний момент часу (t), може бути описано синусоїдальною функцією:

$$x(t) = \Delta P \sin(\omega t + \varphi_0), \quad (2)$$

де ΔP – середньоквадратичне значення амплітуди пульсацій тиску, МПа; ω – циклічна частота,

($\omega = 98 \text{ c}^{-1}$); t – час (період часу одного оберта робочого колеса $t = 0,06 \text{ c}$); φ_0 – початкова фаза коливань ($\varphi_0 = 0$).

Початкова фаза (φ_0) та циклічна частота (ω) пульсацій тиску на виході з насоса в діапазоні його подачі $0,3 Q_{opt} \dots Q_{opt}$ не змінюється, однак амплітуда пульсацій зростає при відхиленні режиму роботи насоса від оптимального (до 7 разів у порівнянні з амплітудою пульсацій тиску за оптимальної подачі).

Графічна інтерпретація отриманих результатів для одного оберту робочого колеса (рис. 4) представляє собою періодичну зміну значень тиску з 6-ма чітко вираженими максимумами, що припадають на момент, коли лопать робочого колеса проходить поміж язика спірального відводу.

Рисунок 4 – Зміна значень повного тиску на виході з насоса Д2000-100-2

З метою узагальнення результатів дослідження для визначеного ряду насосів типу Д, динаміку зміни середньоквадратичного значення амплітуди пульсацій тиску в залежності від подачі насоса Д2000-100-2 представлено у відносних величинах Q/Q_{opt} (де Q – величина подачі у будь-який момент часу).

Графічна інтерпретація зміни відносного середньоквадратичного значення амплітуди лопатевих пульсацій тиску на виході з насоса $\Delta P/\Delta P_{opt}$ від його відносної подачі (Q/Q_{opt}) представлена на рис. 5.

Рисунок 5 – Зміна відносного середньоквадратичного значення амплітуди лопатевих пульсацій тиску на виході з насоса ($\Delta P/\Delta P_{opt}$) в залежності від зміни відносної подачі насоса (Q/Q_{opt})

В діапазоні подач $0,3 Q_{opt} \dots Q_{opt}$ насоса Д2000-100-2 зміна відносного середньоквадратичного значення амплітуди лопатевих пульсацій тиску на виході з насоса (ΔP) може бути описана експоненціальною функцією:

$$\Delta P = \Delta P_{opt} \cdot 15,4e^{-2,73\bar{Q}}, \quad (3)$$

де $\bar{Q}$ – відносна подача насоса (Q/Q_{opt}); ΔP_{opt} – середньоквадратичне значення амплітуди пульсацій тиску на виході з насоса за оптимальної подачі, кПа.

ВИСНОВКИ. За результатами експериментального дослідження вібраційного стану корпусу підшипника насоса Д2000-100-2 ЕМС та інтенсивності пульсацій тиску рідини на його виході встановлено, що:

- відхилення режиму роботи насоса ЕМС в область недовантаження за подачею ($0,3 Q_{opt} \dots 0,6 Q_{opt}$) обумовлює перевищення встановленого ISO 10816:3-2014 граничного середньоквадратичного значення віброшвидкості корпусу підшипника ($\bar{V} \leq 2,8$ мм/с) на лопатевій частоті ($f = 98$ Гц).

- відхилення режиму роботи насоса ЕМС в область недовантаження обумовлює збільшення середньоквадратичного значення амплітуди лопатевих пульсацій тиску, що призводить до збільшення середньоквадратичного значення віброшвидкості корпусу підшипника на лопатевій частоті та її гармоніках;

- коефіцієнт кореляції ($k = \bar{V}_d / \Delta P$), що характеризує середньоквадратичне значення віброшвидкості корпусу підшипника насоса на лопатевій частоті ($\bar{V}_d$) в залежності від середньоквадратичного значення амплітуди лопатевих пульсацій тиску на його виході (ΔP) для вертикального напрямку коливань становить $k_A = 0,03$, для горизонтального напрямку – $k_B = 0,08$. Дані коефіцієнти кореляції з достатньою для інженерних розрахунків точністю можуть бути використані для визначення інтенсивності лопатевої вібрації основних вузлів насоса типу Д на етапі його розробки та/або модернізації проведенням числового дослідження інтенсивності пульсацій тиску у проточній частині на виході з насосу;

- перевищення граничного середньоквадратичного значення віброшвидкості корпусу підшипника насоса ($\bar{V} \geq 2,8$ мм/с) спостерігається тільки у горизонтальному напрямку на лопатевій частоті коливань при середньоквадратичному значенні амплітуди лопатевих пульсацій тиску $\Delta P \geq 35,8$ кПа, що відповідає режиму роботи насоса за подачею $Q \leq 0,6 Q_{opt}$;

- середньоквадратичне значення амплітуди лопатевих пульсацій тиску $\Delta P \geq 35,8$ кПа відносно середньої величини повного тиску насоса (H) становить $\Delta P = 3,4 \% \cdot H$ та може бути прийнятим як граничне середньоквадратичне значення амплітуди

лопатевих пульсацій тиску у проточній частині визначеного ряду насосів типу Д.

Оскільки кількість та систематичність експериментальних досліджень ускладнюється високою вартістю їх проведення та неможливістю виготовлення абсолютно однакових деталей проточних частин, тому доцільно у подальшому в якості непрямого показника середньоквадратичного значення віброшвидкості корпусу підшипника насоса Д2000-100-2 ЕМС на лопатевій частоті використовувати середньоквадратичне значення амплітуди лопатевих пульсацій тиску. Інтенсивність пульсацій тиску з достатньою точністю для інженерних розрахунків може бути визначена шляхом числового моделювання нестационарної течії рідини у проточній частині насоса ЕМС за допомогою таких програмних комплексів, як: ANSYS CFX, FlowVision, Fluent та інші.

ЛІТЕРАТУРА

1. Бойко В. С., Неня В. Г., Сотник М. І., Хованський С. О. Аналіз частотного регулювання відцентрових насосів водопостачання з метою енергозбереження. *Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені М. Остроградського*. 2009. № 4 (57). С. 168–171.
2. Moskalenko V., Sotnyk M., Boiko V. Head pulsations in a centrifugal pump. *IOP Materials Science and Engineering*. 2017. Vol. 233. P. 1–8. DOI: 10.1088/1757-899X/233/1/012058.
3. Муриджанов С. Э., Колпаков Л. Г., Бурдыгина Н. Г. Исследование надежности работы насосов магистральных нефтепроводов. *Научно-технические достижения и передовой опыт, рекомендуемые для внедрения в нефтяную промышленность*. 1990. Вып. 11. С. 41–43.
4. Gülich J. F. Centrifugal Pumps. Berlin : «Springer». 2010. P. 964.
5. Denghao Wu, Yun Ren, Jiegang Mou and Yunqing Gu. Investigation of Pressure Pulsations and Flow Instabilities in a Centrifugal Pump at Part-load Conditions. *International Journal of Fluid Machinery and Systems*. 2017. Vol. 10. No. 4. DOI: 10.5293/IJFMS.2017.10.4.355.
6. Ismaier A., Schliicker E. Fluid dynamic interaction between water hammer and centrifugal pumps. *Nuclear Engineering and Design*. 2009. Vol. 239. P. 3151–3154.
7. Перевощиков С. И. Разработка способов снижения гидродинамической вибрации у подпорных насосов магистральных нефтепроводов. *Известия вузов Нефть и газ*. Тюмень : ТюмГНГУ. 1997. С. 137.
8. Антоненко С. С., Сапожников С. В., Смертяк С. Ю. Методика энергетичного обстеження систем водопостачання промислових та комунальних підприємств. *Вісник СумДУ*. 2006. № 5. С. 5–9.
9. ДСТУ ГОСТ 6134:2009. Насосы динамические. Методы испытаний. [Чинний від

13.02.2009]. Вид. офіц. Київ : Держстандарт України, 2009.

10. DSTU ISO 10816-3:2014. Вібрація. Контролювання стану машин за результатами

вимірювання вібрації на необертюваних частинах Терміни та визначення. [Чинний від 01.02.2015]. Вид. офіц. Київ : Держстандарт України, 2014.

FORECASTING THE VIBRATIONAL STATE OF AN ELECTRIC PUMP AGGREGATE

M. Sotnyk, V. Moskalenko, A. Sokhan, D. Sukhostavets

Sumy State University

vul. Rymyskogo-Korsakova, 2, Sumy, 40007, Ukraine. E-mail: vlad.moskalenko1993@gmail.com

Purpose. The operation of electromechanical systems (EMS) in off-design modes and in which centrifugal pumps are used is accompanied by a number of negative factors, a special place among which is occupied by excessive blade vibration of the pump, which negatively affects its operational characteristics and causes a reduction in the service life of the main EMS units. Thus, an urgent task is to improve the operating characteristics of the pump as a component of EMS, which, by increasing the energy efficiency of the EMS working process and/or reducing the total cost of the life cycle of the pumps in their composition, will ultimately have a significant economic effect. **Methodology.** Experimental research of working process of an electric pump aggregate type D according to DSTU 6134:2009 and ISO 10816-3:2014. **Results.** Based on the experimental research results of vibration state of the pump D2000-100-2 bearing shell, which operates as part of the EMS, and the intensity of fluid pressure pulsations at its outlet, the limit root mean square value (RMS) of the pressure pulsation amplitude ($\Delta P \geq 35,8 \text{ kPa}$ and/or $3,4 \% H$) is set at which an excess of the established ISO 10816: 3-2014 limit RMS of vibration velocity of the pump bearing shell ($\bar{V} \geq 2,8 \text{ mm/s}$) and also is determined correlation coefficient ($k = \bar{V}_n / \Delta P$), which characterizes the RMS of the vibration velocity of the pump bearing shell at the blade frequency ($\bar{V}_n$) depending on the RMS amplitude of the blade pressure pulsations (ΔP).

Practical value. Since the number and systematic of experimental researches of the effect of pump parameters on the intensity of its blade vibration is complicated by the high cost of their implementation, therefore, it is advisable in further researches to use the RMS amplitude of blade pressure pulsations as an indirect indicator of the RMS vibration velocity of the pump bearing shell at the blade frequency. **Conclusion.** The intensity of pressure pulsations and influence of main parameters of the pump on their amplitude, with sufficient accuracy for engineering calculations can be determined by numerical modeling of the unsteady fluid flow in the flowing part of the pump. Figures 5, tables 2, references 10.

Key words: electromechanical system, pump, pressure pulsations, operational characteristics.

REFERENCES

1. Boiko, V., Nemya, V., Sotnyk, M., & Khovanskyy, S. (2009). Analiz chastotnoho reguluvannya vidtsentrovikh nasosiv vodopostachannya z metoyu energozberezheniya [Analysis of frequency control of centrifugal pumps of water supply for the purpose of energy saving]. *Visnyk Kremenchu'kogo derzhavnogo politekhnichnogo universytetu imeni M. Ostrogradskogo*, 4 (57), 168–171. [in Ukrainian]
2. Moskalenko, V., Sotnyk, M., & Boiko, V. (2017). Head pulsations in a centrifugal pump. *IOP Materials Science and Engineering*, 233, 1–8. DOI: 10.1088/1757-899X/233/1/012058.
3. Muridzhanov, S., Kolpakov, L., & Burdygina, N. (1990). Issledovanie nadezhnosti raboty nasosov magistral'nykh nefteprovodov [Investigation of the reliability of operation of pumps of main oil pipelines]. *Nauchno-tekhnicheskie dostizheniya i peredovoy opyt, rekomenduemye dlya vnedreniya v neftyanuyu promyshlennost*, 11, 41–43. [in Russian]
4. Gülich, J. F. (2010). *Centrifugal Pumps*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg. (2d ed.). Berlin, Germany.
5. Denghao, Wu, Yun, Ren, Jiegang, Mou & Yunqing, Gu. (2017). Investigation of Pressure Pulsations and Flow Instabilities in a Centrifugal Pump at Part-load Conditions. *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, 10 (4). DOI: 10.5293/IJFMS.2017.10.4.355.
6. Ismaier, A., & Schliicker, E. (2009). Fluid dynamic interaction between water hammer and centrifugal pumps. *Nuclear Engineering and Design*, 239, 3151–3154.
7. Perevoshchikov, S. (1997). Razrabotka sposobov snizheniya gidrodinamicheskoy vibratsii u podpornykh nasosov magistral'nykh nefteprovodov [Development of ways to reduce hydrodynamic vibration at booster pumps of main oil pipelines]. *Izvestiya vuzov Neft i gaz*. Tyumen, 137. [in Russian]
8. Antonenko, S., Sapozhnikov, S., & Smertyak, S. (2006). Metodika energetichnogo obstezhenniya sistem vodopostachannya promislovikh ta komunal'nikh pidpriemstv [Methodology for the energy supply of water supply systems for industrial and communal enterprises]. *Visnik SumDU*, 5 (89), 5–9. [in Ukrainian]
9. *Rotodynamic pumps. Test methods*. (1999). DSTU GOST 6134:2009 from 13 th February 2009. Kyiv: Derzhstandart Ukraini [in Russian]
10. *Vibration. Monitoring the condition of machines by the results of vibration measurements on non-rotating parts* (2014). DSTU ISO 10816-3:2014 from 1 February 2015. Kyiv: Derzhstandart Ukraini [in Ukrainian]

Стаття надійшла 26.09.2020