



Гуліда Е. М.
д.т.н., професор

Паснак І. В.
к.т.н., доцент

Васильєва О.Е.
к.т.н., доцент

**Львівський державний
університет
безпеки
життєдіяльності**

УДК 614.843 (075.32)

ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ПОЖЕЖНОГО ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСУ ПН-40УВ

Розглянуто амплітудно-частотну характеристику корпусу насоса і отримано залежність для визначення його переміщення у вигляді полінома третього степеня. Враховуючи, що амплітудно-частотна характеристика має вид періодичної функції, то її було представлено у вигляді ряду Фур'є. Для встановлення амплітуд вищих гармонік в загальному вигляді були визначені коефіцієнти вищих гармонік ряду Фур'є. Використання цих коефіцієнтів дозволило визначити амплітуду коливання робочого колеса насоса, яка відноситься до п'ятої гармоніки коливань. Також встановлено вплив значення динамічної вантажопідйомності підшипників вала робочого колеса та шорсткості їх робочих поверхонь на коливні процеси і середнє значення ресурсу їх роботи. Розв'язано такі задачі: 1) на підставі результатів експериментальних досліджень коливних процесів корпусу відцентрового насоса встановлено їх вплив на амплітуду коливання його робочого колеса; 2) за отриманими результатами на підставі модернізації пожежного відцентрового насоса з метою зменшення амплітуди коливання робочого колеса підвищено його надійність.

Ключові слова: пожежний відцентровий насос, надійність, гармоніки коливань, амплітуда коливань, ресурс роботи.

Постановка проблеми. Готовність пожежно-рятувальних підрозділів Державної служби України з надзвичайних ситуацій (ДСНС) до дій за призначенням значною мірою залежить від надійності пожежно-рятувального обладнання. Відділення на пожежному автомобілі є основним тактичним підрозділом при ліквідуванні пожежі. Основним стратегічним завданням підрозділу ДСНС під час ліквідації пожежі (після порятунку людей) є подача вогнегасної речовини до її осередку. Для досягнення цієї мети головним чином використовується пожежний відцентровий насос ПН-40УВ (найбільш розповсюджений насос, що встановлюється на пожежних автоцистернах, які безпосередньо використовуються підрозділами ДСНС під час ліквідації пожеж).

Насос пожежного автомобіля є важливим елементом, що забезпечує функціональні можливості підрозділу ДСНС. Серед основних вимог, що висуваються до пожежних насосів, є: технічна характеристика, тактико-технічні показники, а також надійність роботи, на яку впливають в першу чергу процеси зношування конструктивних елементів і, головне,

підшипників вала робочого колеса. Зношування робочих доріжок і кульок підшипників призводить до збільшення амплітуди коливання робочого колеса і, відповідно, до виходу підшипників із ладу за рахунок заклинювання. Вихід з ладу будь-якого складового елемента насоса може призвести до відмови всієї системи. Отже, вимога надійності є однією з найважливіших вимог, що висуваються до пожежних відцентрових насосів.

В роботі [1] вказується, що в наслідок відмов пожежної техніки в процесі ліквідації пожежі її тривалість може збільшуватися в 1,25...2 рази, що призведе до збільшення втрат як для об'єкта, так і для пожежно-рятувального підрозділу.

Ресурс насоса пожежного автомобіля та напрацювання на відмову закладаються заводом-виробником на етапі його проектування і виготовлення на підставі статистичних даних насосів-аналогів. Разом з тим, для кожного конкретного насоса ресурс та напрацювання на відмову, зрозуміло, визначається експлуатаційними чинниками. Але визначенням цих чинників на сучасному етапі ще не займалися. Тому виникає проблема



у визначені для пожежного відцентрового насосу дійсного ресурсу та напрацювання на відмову, а також можливості його модернізації з метою підвищення надійності.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. 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. Величинами, що характеризують відмову агрегату як випадкову подію, є напрацювання на відмову, що виникли за фіксований проміжок часу. Основним показником безвідмовності агрегату приймають ймовірність безвідмовної роботи, як вірогідність того, що в межах заданого напрацювання відмов агрегату не виникає [2, 3].

Показники надійності пожежної техніки, яка експлуатується, в значній мірі впливають на тривалість ліквідації різних видів пожеж, які виникають в певних умовах [4-8] з різною швидкістю поширення. Стосовно надійності пожежної техніки в 90-х роках минулого століття були розроблені ДСТУ, в які почали вводити значення показників надійності [9]. Наприклад, в ДСТУ 3687-98 (Насоси пожежні відцентрові. Загальні технічні умови), наведено значення середнього ресурсу роботи $T_p = 1130$ год та тривалості напрацювання на відмову пожежного відцентрового насосу ПН-40, що відповідає $T_B = 150$ год. Але крім цих показників надійності в стандарті нічого не наведено. Тому виникає проблема в тому, що не можливо прогнозувати надійність роботи пожежного відцентрового насосу особливо в період ліквідації пожежі. Виходячи з цих положень ставиться задача на підставі аналізу амплітудно-частотних характеристик різних за терміном експлуатації пожежних відцентрових насосів виявити конструктивний елемент, який найбільше впливає на надійність роботи насосу і за рахунок внесення відповідної модернізації підвищити тривалість його напрацювання на відмову і надійність.

Мета роботи. Виявлення і реалізація шляхів підвищення надійності пожежного відцентрового насоса ПН-40УВ на підставі результатів аналізу його амплітудно-частотних характеристик та проведення модернізації.

Постановка задачі та її розв'язання. Для виконання поставленої мети необхідно розв'язати такі задачі: 1) на підставі результатів

експериментальних досліджень встановити вплив динаміки роботи пожежного відцентрового насоса на коливні процеси його конструктивних елементів; 2) за отриманими результатами розробити технічні заходи для проведення модернізації пожежного відцентрового насоса з метою підвищення його надійності.

Перша задача. Пожежний відцентровий насос розміщується в задній частині пожежної автоцистерни і входить до складу системи: двигун, коробка передач, коробка відбору потужності, карданна передача, насос. При зношувани обертових конструктивних елементів системи коливні переміщення корпусу насоса збільшуються, Амплітуда коливання може досягати 100...200 мкм. В 90% випадків при такій амплітуді коливання виникає заклинювання підшипників вала робочого колеса.

Експериментальні дослідження для отримання амплітудно-частотних характеристик при коливанні корпусу насоса виконувалися з використанням вимірювального комплексу «Ультра-В-1», який був розроблений на кафедрі динаміки і міцності машин в НТУ «ХПІ» (м. Харків) [10].

На підставі результатів експерименту по виявленню коливань корпусу пожежного відцентрового насоса, які наведені в роботі [10], була отримана залежність для визначення збуджуючого переміщення корпусу насоса $l(t)$ з використанням методів математичної статистики виду

$$l(t) = C_a T^\alpha \omega^\beta, \text{ мкм} \quad (1)$$

де $C_a = 0,33$ – коефіцієнт пропорційності; T – обертовий момент, Н·м; $\omega = \frac{\pi n}{30}$ – кутова

швидкість робочого органа, рад/с (с^{-1}); n – частота обертання робочого органа, хв^{-1} ; $\alpha = -0,75$; $\beta = 1,46$ – показники степені.

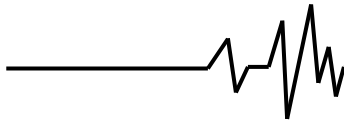
Залежність (1) отримана для обертових моментів в межах $T = 100...250$ Н·м при кутовій швидкості робочого колеса насоса $\omega = 100...300$ рад/с.

Амплітуда коливання робочого колеса залежить в першу чергу від номера гармоніки k . Встановлено, що значення цієї амплітуди A_k можна представити на задовільному рівні точності у вигляді [11]

$$A_k = l(t) \sin(\Omega_k t), \quad (2)$$

де A_k – амплітуда k -ої гармоніки; $\Omega_k = k\omega$; t – час, с.

Визначаємо за залежністю (1) значення $l(t)$ для нововведеного в експлуатацію пожежного відцентрового насоса, тобто



визначаємо першу гармоніку коливання його корпусу. Вхідні дані з урахуванням максимального режиму роботи (автоцистерна типу АЦ-40, споживана потужність насоса у номінальному режимі $P = 62,2$ кВт): $T = 220$ Н·м; $n = 2700$ хв⁻¹; період τ зміни амплітуди $\tau = 2\pi$, рад; t_τ – час одного періоду, с

$$t_\tau = \frac{\tau}{\omega} = \frac{30 \cdot 2\pi}{\pi n} = \frac{60}{n} = \frac{60}{2700} = 0.022 \text{ с};$$

$\omega = 282,7$ рад/с.

На підставі вхідних даних за залежністю (1) отримуємо

$$l(t) = 0,33 \cdot 220^{-0,75} 282,7^{1,46} = 22 \text{ мкм}.$$

Враховуючи отримане значення $l(t)$ та залежність (2) будемо для одного періоду графічну залежність першої гармоніки ($k = 1$), яка зображена на рис. 1, прийнявши t в межах від $t = 0$ с до $t = t_\tau = 0,022$ с.

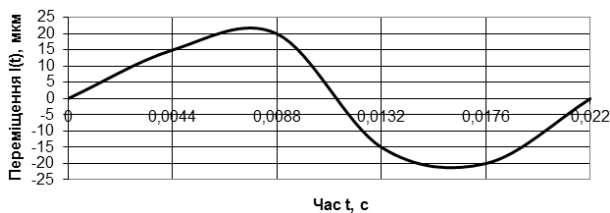


Рис. 1. Амплітудно-частотна характеристика першої гармоніки (коливання корпусу насоса)

Використовуючи графічну залежність (рис. 1) та за допомогою основних методів математичної статистики, отримуємо значення переміщень корпусу відцентрового пожежного насоса першої гармоніки амплітудно-частотної характеристики у вигляді полінома третьої степені

$$l(t) = c_1 t^3 + c_2 t^2 + c_3 t + c_4, \quad (3)$$

де $c_1 = 4 \cdot 10^7$; $c_2 = -10^6$; $c_3 = 10495$ – коефіцієнти пропорційності; $c_4 = -1,59$ – вільний член; t – час, с.

Розглядаючи графічну залежність (рис. 1) можна зауважити, що вона має вид періодичної функції з періодом $\tau = 2\pi$. В загальному вигляді періодичні функції з періодом τ можуть бути представлені у вигляді ряду Фур'є

$$l(t) = \frac{1}{2} a_0 + \sum_{k=1}^{\infty} a_k \cos k\omega t + \sum_{k=1}^{\infty} b_k \sin k\omega t, \quad (4)$$

де $a_0, a_1, a_2, a_3, \dots, b_1, b_2, b_3, b_4, \dots$ – коефіцієнти Фур'є; k – номер гармоніки; ω – кутова швидкість крильчатки насоса, рад/с (c^{-1}); t – час, с.

Такий підхід можна підтвердити тим, що в нашому випадку залежність (4) обмежена і має кінцеве число максимумів, тобто функція $l(t)$ у формі (4) задовольняє умовам Дирихле. В цьому випадку коефіцієнт $a_0/2$ характеризує

середнє значення величини, яка коливається, а коефіцієнти a_1 і b_1 – компоненту руху з основною частотою ω . Компоненти руху з частотою $k\omega$ у випадку, коли $k > 1$, називаються вищими гармоніками, а число k – номером гармоніки.

Кожному номеру гармоніки відповідає амплітуда A_k коливання і початкова фаза φ_k

$$A_k = \sqrt{a_k^2 + b_k^2}; \quad \text{tg } \varphi_k = -\frac{b_k}{a_k}. \quad (5)$$

Коефіцієнти Фур'є пов'язані з поліноміальною функцією $l(t)$ за залежністю (3) і можуть бути визначені так.

Коефіцієнт a_k

$$a_k = \frac{2}{t_\tau} \int_0^{t_\tau} (c_1 t^3 + c_2 t^2 + c_3 t + c_4) \cos(k\omega t) dt. \quad (6)$$

Після інтегрування залежності (6) отримуємо значення a_k

$$a_k = \frac{1}{t_\tau k^4 \omega^4} \left[\begin{aligned} &2(6c_1 - c_3 k^2 \omega^2 + c_1 k^3 \omega^3 t_\tau^3 \sin(k\omega t_\tau) + 3c_2 k^2 \omega^2 t_\tau^2 \cos(k\omega t_\tau) - \\ &- 6c_1 \cos(k\omega t_\tau) - 6c_2 k \omega t_\tau \sin(k\omega t_\tau) + c_2 k^3 \omega^3 t_\tau^3 \sin(k\omega t_\tau) - \\ &- 2c_3 k \omega \sin(k\omega t_\tau) + 2c_2 k^2 \omega^2 t_\tau \cos(k\omega t_\tau) + c_3 k^2 \omega^2 \cos(k\omega t_\tau) + \\ &+ c_3 k^3 \omega^3 t_\tau \sin(k\omega t_\tau) + c_4 k^3 \omega^3 \sin(k\omega t_\tau) \end{aligned} \right].$$

Коефіцієнт b_k

$$b_k = \frac{2}{t_\tau} \int_0^{t_\tau} (c_1 t^3 + c_2 t^2 + c_3 t + c_4) \sin(k\omega t) dt. \quad (7)$$

Після інтегрування залежності (7) отримуємо значення b_k

$$b_k = -\frac{1}{t_\tau k^4 \omega^4} \left[\begin{aligned} &2(2c_2 k \omega - c_4 k^3 \omega^3 + c_1 k^3 \omega^3 t_\tau^3 \cos(k\omega t_\tau) - 3c_1 k^2 \omega^2 t_\tau^2 \sin(k\omega t_\tau) + \\ &+ 6c_1 \sin(k\omega t_\tau) - 6c_2 k \omega t_\tau \cos(k\omega t_\tau) + c_2 k^3 \omega^3 t_\tau^3 \cos(k\omega t_\tau) - \\ &- 2c_3 k \omega \cos(k\omega t_\tau) - 2c_2 k^2 \omega^2 t_\tau \sin(k\omega t_\tau) - c_3 k^2 \omega^2 \sin(k\omega t_\tau) + \\ &+ c_3 k^3 \omega^3 t_\tau \cos(k\omega t_\tau) + c_4 k^3 \omega^3 \cos(k\omega t_\tau) \end{aligned} \right].$$

Для аналізу коливних процесів робочого колеса насоса визначимо номер її частотної гармоніки. В цьому випадку спочатку розглянемо всі частотні гармоніки і зробимо вибір тієї, яка пов'язана з коливаннями вала робочого колеса. Загальний розподіл частотних гармонік, прийнявши за першу гармоніку коливання корпусу насоса, буде таким:

- корпус насоса – перша гармоніка;
- зовнішнє кільце підшипника, що запресовується в підшипниковий отвір корпусу – друга гармоніка;
- тіла кочення підшипника – третя гармоніка;
- внутрішнє кільце підшипника – четверта гармоніка;
- вал, на якому закріплена робочого колеса насоса – п'ята гармоніка.

Для аналізу коливних процесів крильчатки розглянемо п'яту гармоніку ($k = 5$). В цьому випадку скористуємося залежностями для визначення коефіцієнтів Фур'є a_k і b_k з використанням даних рівняння (3), а також визначимо амплітуду A_5 та початкову фазу



коливання φ_5 з використанням залежностей (5)
На підставі виконаних розрахунків отримуємо:
 $a_5 = -10,78$; $b_5 = -40,93$; $A_5 = 42,3$ мкм; $\varphi_5 = 105^\circ$.

Друга задача. Вал крильчатки розміщується на двох підшипниках № 309, для яких радіальний зазор знаходиться в межах 30...51 мкм (ГОСТ 24810, 8 група), а шорсткість поверхонь кочення дорівнює $R_a = 0,63$ мкм. За період припрацювання поверхонь кочення, тобто за рахунок припрацювання вершин гребінців шорсткості зазор між поверхнями кочення збільшується ще на $R_z \approx 4 \cdot R_a = 2,5$ мкм. Тому наведені обставини і призводять до виникнення для нововведеного в експлуатацію пожежного відцентрового насоса амплітуду коливання $A_5 = 42,3$ мкм.

Для зменшення амплітуди коливання крильчатки і, відповідно, до збільшення ресурсу роботи та напрацювання на відмову пожежного відцентрового насосу є можливість виконати його модернізацію за рахунок заміни підшипників вала крильчатки з № 309 на роликові радіальні сферичні з симетричними роликами № 53511 (ГОСТ 24696-81), для яких шорсткість поверхонь кочення $R_a = 0,32$ мкм. Для підшипника № 53511 радіальний зазор знаходиться в межах 16...36 мкм, а динамічна вантажність збільшується в 1,9 рази, що дозволяє підвищити значення середнього часу напрацювання на відмову до $T_B = 285$ год та середнє значення ресурсу відцентрового пожежного насосу до $T_p = 1650$ год. При цьому, необхідно збільшити діаметри шийк вала підшипники з 45 мм до 55 мм, що також значно підвищує його жорсткість.

Результати розрахунків показали, що впровадження підшипників № 53511 для підтримки вала робочого колеса дозволяють зменшити амплітуду її коливань в 1,4...1,8 разів та підвищити надійність по ресурсу в 1,46 разів. Крім цього, збільшується імовірність безвідмовної роботи відцентрового пожежного насосу ПН-40УВ.

Імовірність безвідмовної роботи $R(t)$ відцентрового пожежного насосу при безперервній роботі, наприклад, на протязі $t = 10$ год змінюється так:

- до модернізації $T_B = 150$ год,
інтенсивність відмов $\lambda = \frac{1}{T_B} = \frac{1}{150} = 0,0066$ год⁻¹

$$R(t) = e^{-\lambda t} = 2,718^{-0,0066 \cdot 10} = 0,93;$$

- після модернізації $T_B = 285$ год,
інтенсивність відмов $\lambda = 0,0035$ год⁻¹

$$R(t) = e^{-\lambda t} = 2,718^{-0,0035 \cdot 10} = 0,97.$$

Результати розрахунків показали, що імовірність безвідмовної роботи збільшилася на 5%.

Висновки. В роботі розглянуто амплітудно-частотну характеристику корпусу пожежного відцентрового насоса ПН-40УВ і отримано залежність для визначення його переміщення у вигляді полінома третього степеня. Для встановлення амплітуд вищих гармонік в загальному вигляді були визначені коефіцієнти вищих гармонік ряду Фур'є. Використання цих коефіцієнтів дало змогу визначити амплітуду коливання робочого колеса насоса, яка відноситься до п'ятої гармоніки коливань. Також встановлено вплив значення динамічної вантажопідйомності підшипників вала робочого колеса та шорсткості їх робочих поверхонь на коливні процеси і середнє значення ресурсу їх роботи. Запропоновано шляхи модернізації пожежного відцентрового насоса ПН-40УВ з метою зменшення амплітуди коливання його робочого колеса і, як наслідок, підвищення надійності відцентрового насоса.

Список використаних джерел

1. Гуліда Е.М. Надійність технології гасіння пожежі на машинобудівних підприємствах / Е.М. Гуліда, І.О. Мовчан // Науковий вісник УкрНДІПБ, 2004, № 2 (10). – С. 42-48.
2. Болотин В. В. Прогнозирование ресурса машин и конструкций / В. В. Болотин. – М.: Машиностроение, 1984. – 312 с.
3. Гуліда Е.М. Метод статистичного моделювання надійності пожежної техніки. / Е.М. Гуліда, В.О. Мирзоев. // Матеріали VII МНПК. – Черкаси, ЧІПБ ім. Героїв Чорнобиля, 2016. – С. 40-42.
4. Гуліда Е.М. Метод статистичного моделювання пожежі в приміщенні / Е.М. Гуліда, О.В. Меньшикова // Проблемы пожарной безопасности: Сб. науч. трудов. – Харьков, 2010. – Вып. 27. – С. 141-158.
5. Мовчан І.О. Визначення прогнозованого часу гасіння пожежі на промислових підприємствах / І.О. Мовчан, Е.М. Гуліда, Д.П. Войтович // Проблеми пожежної безпеки, Вип. 23, Харків, УЦЗ України, 2008. – С. 241-247.
6. Гуліда Е.М. Прогнозування величини оптичної густини диму при пожежі в приміщенні // 36. наукових праць «Пожежна безпека» №18, 2011 / Львів: ЛДУ БЖД. – С. 65-70.
7. Гуліда Е.М. Прогнозування поширення лісових пожеж / Е.М. Гуліда, О.О. Смирн // Проблеми пожежної безпеки, Вип. 21, Харків, УЦЗ України, 2007. – С. 73-80.
8. Гуліда Е.М. Зменшення тривалості вільного розвитку пожежі на основі оптимізації



шляху слідування до місця її виникнення / Е.М. Гуліда // 36. наукових праць «Пожерна безпека» №23, 2013 / Львів: ЛДУ БЖД. – С. 64-70.

9. ДСТУ 2860-94. Показники надійності –К.: Держстандарт України, 1994. – 92 с.

10. Ущапівський І.Л. Підвищення ефективності гасіння пожеж пожежними автомобілями з відцентровими пожежними насосами: / Автореф. дис. ... канд. тех. наук: / І.Л. Ущапівський. – Львів: ЛДУ БЖД, 2015. – 23 с.

11. Гащук П.М. Лінійні динамічні системи і лінійні диференціальні рівняння. / П.М. Гащук. – Львів: Українські технології, 2002. – 608 с.

Список джерел в транслітерації

1. Hulida E.M. Nadiinist tekhnologii hasinnia pozhezhi na mashynobudivnykh pidpriemstvakh / E.M. Hulida, I.O. Movchan // Naukovyi visnyk UkrNDIPB, 2004, № 2 (10). – S. 42-48.

2. Bolotyn V. V. Prohnozyrovanye resursa mashyn y konstruktsey / V. V. Bolotyn. – M.: Mashynostroenye, 1984. – 312 s.

3. Hulida E.M. Metod statystychnoho modeliuвання nadiinosti pozhezhoi tekhniki. / E.M. Hulida, V.O. Myrzoiev. // Materialy VII MNPК. – Cherkasy, ChIPB im. Heroiv Chornobyliya, 2016. – S. 40-42.

4. Hulida E.M. Metod statystychnoho modeliuвання pozhezhi v prymishcheni / E.M. Hulida, O.V. Menshykova // Problemy pozharnoi bezopasnosti: Sb. nauch. trudov. – Kharkov, 2010. – Vyp. 27. – S. 141-158.

5. Movchan I.O. Vyznachennia prohnozovanoho chasu hasinnia pozhezhi na promyslovykh pidpriemstvakh / I.O. Movchan, E.M. Hulida, D.P. Voitovych // Problemy pozhezhoi bezpeky, Vyp. 23, Kharkiv, UTsZ Ukrainy, 2008. – S. 241-247.

6. Hulida E.M. Prohnozuvannia velychyny optychnoi hustyny dymu pry pozhezhi v prymishcheni // Zb. naukovykh prats «Pozhezha bezpeka» №18, 2011 / Lviv: LDU BZhD. – S. 65-70.

7. Hulida E.M. Prohnozuvannia poshyrennia lisovykh pozhezh / E.M. Hulida, O.O. Smotr // Problemy pozhezhoi bezpeky, Vyp. 21, Kharkiv, UTsZ Ukrainy, 2007. – S. 73-80.

8. Hulida E.M. Zmenshennia tryvalosti vilnoho rozvytku pozhezhi na osnovi optymizatsii shliakhu sliduvannia do mistsia yii vynykennia / E.M. Hulida // Zb. naukovykh prats «Pozhezha bezpeka» №23, 2013 / Lviv: LDU BZhD. – S. 64-70.

9. DSTU 2860-94. Pokaznyky nadiinosti – K.: Derzhstandart Ukrainy, 1994. – 92 s.

10. Ushchapivskiy I.L. Pidvyshchennia efektyvnosti hasinnia pozhezh pozhezhnymy avtomobiliamy z vidtsentrovymy pozhezhnymy nasosamy: / Avtoref. dys. ... kand. tekh. nauk: / I.L. Ushchapivskiy. – Lviv: LDU BZhD, 2015. – 23 s.

11. Hashchuk P.M. Liniini dynamichni systemy i liniini dyferentsialni rivniannia. / P.M. Hashchuk. – Lviv: Ukrainski tekhnologii, 2002. – 608 s.

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ПОЖАРНОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА ПН-40УВ

Аннотация. Рассмотрена амплитудно-частотная характеристика корпуса насоса и получена зависимость для определения его перемещения в виде полинома третьей степени. Учитывая, что амплитудно-частотная характеристика имеет вид периодической функции, то она была представлена в виде ряда Фурье. Для установления амплитуд высших гармоник в общем виде были определены коэффициенты высших гармоник ряда Фурье. Использование этих коэффициентов позволило определить амплитуду колебания рабочего колеса насоса, которая относится к пятой гармонике колебаний. Также установлено влияние значения динамической грузоподъемности подшипников вала рабочего колеса и шероховатости их рабочих поверхностей на колеблющиеся процессы и среднее значение ресурса их работы. Решены следующие задачи: 1) на основании результатов экспериментальных исследований колебательных процессов корпуса центробежного насоса установлено их влияние на амплитуду колебания его рабочего колеса; 2) по полученным результатам на основании модернизации пожарного центробежного насоса с целью уменьшения амплитуды колебания рабочего колеса повышена его надежность.

Ключевые слова: пожарный центробежный насос, надежность, гармоники колебаний, амплитуда колебаний, ресурс работы.

ENHANCING THE RELIABILITY OF THE FIRE CENTRIFUGAL PUMP PN-40UV

Annotation. The amplitude-frequency characteristic of the pump housing is considered and a dependence is obtained for determining its displacement in the form of a polynomial of the third degree. Given that the amplitude-frequency characteristic has the form of a periodic function, it



was represented as a Fourier series. In order to establish the amplitudes of higher harmonics in general terms, the coefficients of the higher harmonics of the Fourier series were determined. The use of these coefficients allowed to determine the amplitude of the oscillation of the impeller wheel, which belongs to the fifth harmonic of oscillations. The influence of the dynamic load bearing capacity of the impeller shaft bearings and the roughness of their working surfaces on oscillatory processes and the average value of their operation life are also determined. The

following tasks are solved: 1) on the basis of the results of experimental studies of oscillatory processes of the housing of a centrifugal pump, their influence on the amplitude of the oscillation of its impeller is established; 2) on the basis of the upgrading of the fire centrifugal pump in order to reduce the amplitude of the fluctuation of the impeller increased its reliability.

Key words: fire centrifugal pump, reliability, harmonics of oscillations, amplitude of oscillations, work life.

Відомості про авторів

Гуліда Едуард Миколайович – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри пожежної тактики та аварійно-рятувальних робіт Львівського державного університету безпеки життєдіяльності (79007, м. Львів, вул. Клепарівська, 35, e-mail: gulida24@meta.ua).

Паснак Іван Васильович – кандидат технічних наук, доцент кафедри експлуатації транспортних засобів та пожежно-рятувальної техніки Львівського державного університету безпеки життєдіяльності (79007, м. Львів, вул. Клепарівська, 35, e-mail: van-pas@ukr.net).

Васильєва Олена Едуардівна – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри прикладної математики та механіки Львівського державного університету безпеки життєдіяльності (79007, м. Львів, вул. Клепарівська, 35, e-mail: vassabi13@ukr.net).

Гуліда Едуард Николаевич – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой пожарной тактики и аварийно-спасательных работ Львовского государственного университета безопасности жизнедеятельности (79007, г. Львов, ул. Клепаровская, 35, e-mail: gulida24@meta.ua).

Паснак Иван Васильевич – кандидат технических наук, доцент кафедры эксплуатации транспортных средств и пожарно-спасательной техники Львовского государственного университета безопасности жизнедеятельности (79007, г. Львов, ул. Клепаровская, 35, e-mail: van-pas@ukr.net).

Васильева Елена Эдуардовна – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры прикладной математики и механики Львовского государственного университета безопасности жизнедеятельности (79007, г. Львов, ул. Клепаровская, 35, e-mail: vassabi13@ukr.net).

Hulida Eduard – Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of department of tactics and rescue operations of Lviv State University of Life Safety (79007, Ukraine, Lviv, Kleparivska, 35, e-mail: gulida24@meta.ua).

Pasnak Ivan – Ph.D, associate Professor of department of vehicle operation and fire-rescue techniques of Lviv State University of Life Safety (79007, Ukraine, Lviv, Kleparivska, 35, e-mail: van-pas@ukr.net).

Vasilieva Olena – Ph.D., associate Professor, Associate Professor of department of applied mathematics and mechanics of Lviv State University of Life Safety (79007, Ukraine, Lviv, Kleparivska, 35, e-mail: vassabi13@ukr.net).