

Проведені дослідження показують, що перспективним можна вважати застосування азоту, отриманого за мембранною технологією розділення повітря та комбінації такого азоту і вогнегасного порошку.

ЛІТЕРАТУРА

1. Про пожежну безпеку: Закон України від 17.12. 93 // Відомості Верховної ради України - 1999.- № 20-21.- Ст. 190.
2. Концепція створення єдиної державної системи попередження і реагування на аварії, катастрофи та інші надзвичайні ситуації. Постанова КМ України від 7 липня 1995р., № 501, м. Київ.
3. Пожаровзрывоопасность веществ и материалов и средства их тушения: Справ. изд. в 2 книгах: кн.1/ А.Н.Баратов, А.Я.Корольченко, Г.Н.Кравчук и др.- М.: Химия, 1990.- 496с.
4. Жартовский В.М., Тищенко А.М. Огнетушащая эффективность порошков при подавлении углеводородного пламени с переменным содержанием кислорода. // Современные проблемы тушения пожаров.: Материалы научно-практической конференции. М.: МИПБ МВД России, 1999, - С.38-40.
5. Жартовський В.М., Откідач М.Я., Цапко Ю.В. Техніко-економічні аспекти заміни хладонів 114В2 та 13В1 в автоматичних установках пожежогашіння // Науковий вісник УкрНДІПБ. – 2002.- №6. – С. 31-37.

УДК 614.843

І.В. Дворянин, В.В.Ковалишин, к.т.н., с.н.с. (Львівський інститут пожежної безпеки МНС України)

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПОЖЕЖНИХ ПОМП З КРИВОЛІНІЙНО-ПРОФІЛЬОВАНИМИ РОТОРАМИ

Проведені експериментальні дослідження перехідних процесів, що проходять у механізмах приводу дослідної пожежної установки під час її запуску. Дослідження швидкості обертання привідного ротора дослідної пожежної установки показали, що незначні коливання кутової швидкості відбуваються тільки на початку розгону. Доведено, що амплітудне значення лінійних коливань ротора у найбільш навантажених режимах роботи дослідної пожежної установки ($\Delta \approx 0,46$ мм) повністю корелюється з результатами теоретичних розрахунків і значення амплітуди коливань співмірне з профільним зазором в помпі. Це доводить працездатність пожежної помпи з криволінійно-профільованими роторами і підтверджує правильність теоретичних розрахунків.

У Львівському інституті пожежної безпеки розроблена конструкція пожежної роторної помпи з криволінійно-профільованими роторами [2,3].

Основною перевагою запропонованої помпи з криволінійно-профільованими роторами (у порівнянні з аналогічною за призначенням шестеренчастою помпою) є її простота та надійність у поєднанні з високими експлуатаційними характеристиками (подача – 1200 л/хв., високий ККД – 0,78, більша висота всмоктування – 8 м, надійність при відсмоктуванні забруднених речовин через відсутність безпосереднього контакту робочих елементів помпи). Швидкість бойового розгортання насосної установки на базі помп з криволінійно-профільованими роторами становить 10-15 с, що має суттєве значення для ефективної роботи державних, відомчих та сільських підрозділів пожежної охорони МНС України. Все

це створює об'єктивні передумови заміни насосних установок НШН-600, що є на озброєнні у пожежних частинах та в складі пожежно-технічного забезпечення промислових підприємств, особливо в сільській місцевості, на насосні установки на базі pomp з криволінійно-профільованими роторами ПКПР-1200 (робоча назва).

Конструкція помпи (рис.1) складається із вилитого з алюмінієвого сплаву корпусу 1 з двома торцевими кришками 2 (одна із кришок, а також кришка, що закриває зубчасті колеса, для наочності конструкції не показані), всередині яких запресовані 4 сталеві стакани 3. Всередині стаканів розташовано підшипники 6, що служать опорами валів 4 і 5. На валах із допомогою шліців та дистанційних втулок закріплено два дволопатеві ротори 7. Ущільнення робочої порожнини помпи здійснюється із допомогою манжет 8, підпорних кілець та дренажної системи. Синхронізація обертів валів (роторів) здійснюється із допомогою зубчастої передачі 11. В корпусі 1 також запресовані чавунні патрубки 9 і 10. Завдяки широкому використанню алюмінієвих сплавів (корпус, кришки, ротори), вдалося суттєво зменшити масу конструкції.

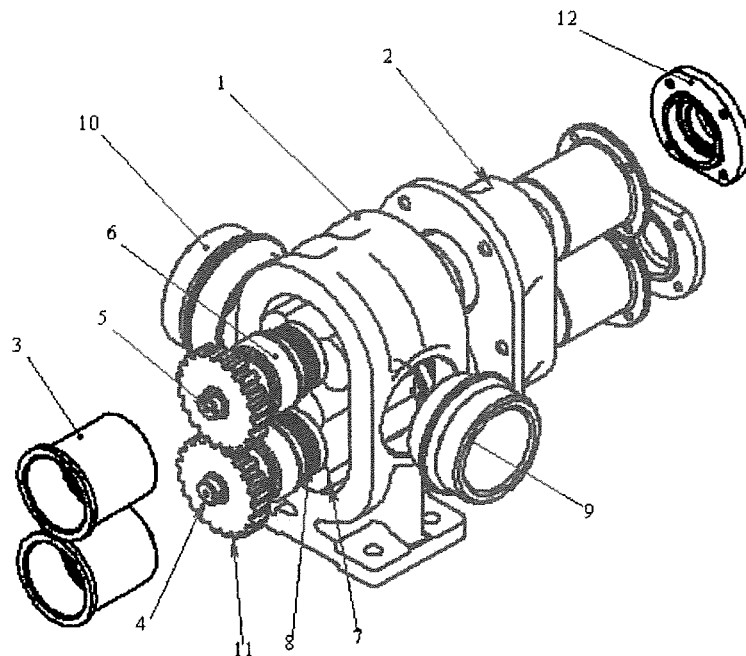


Рис. 1. Схематичне зображення конструкції роторної пожежної помпи ПКПР-1200.

Теоретичні дослідження конструктивних та експлуатаційних особливостей роботи пожежної помпи ротаційного типу з криволінійно-профільованими роторами наведені в роботах [4,5]. Проте, математичний апарат, що використовувався для розв'язування систем диференціальних рівнянь, допускає використання наближених методів обчислення, що може позначитись на точності результатів розрахунку. Тому для верифікації теоретичних даних необхідно провести ряд експериментальних досліджень.

В екстремальних умовах експлуатації помпи під час ліквідації пожеж та аварій виникають пікові навантаження у вигляді моментів від дії сил тиску, що діють на елементи конструкції. Це може також проявлятися в системах, що мають невеликі зазори і незначне гідромеханічне демпфування. Тому виникає питання про те, чи відбувається таке явище в реальних пожежних помпах з криволінійно-профільованими роторами. Це становить значний практичний інтерес для впровадження їх у оперативні підрозділи МНС України і тому теж є об'єктом експериментальних досліджень.

Для дослідження динамічних процесів, що виникають під час роботи пожежної установки на основі помпи з криволінійно-профільованими роторами, вимірювались значення реактивного моменту на приводі електродвигуна і кутова швидкість обертання ротора помпи.

При цьому призначено 3 етапи експериментальних досліджень: в холостому режимі роботи помпи (без гідравлічного навантаження); в режимі всмоктування рідини; в режимі нагнітання рідини (імітується нагнітання рідини на висоту 7 м (основна умова перевірки пожежних pomp [1]) за умови попереднього заповнення водою роторної помпи).

Експериментальна установка (рис. 2) складається з основного приводного двигуна 1, пружної муфти 3, пристрою для вимірювання реактивного моменту 5, дволопатевої роторної помпи 2 та тахогенератора постійного струму ТГП-1А-4. Помпа виготовлена на базі двороторної вакуумної помпи 2ДВН-80.

Базовою конструкцією експериментальної установки є установка ТММ 39А, що складається з балансирного двигуна 4А85В4У3 виконання М200 та вимірної системи.

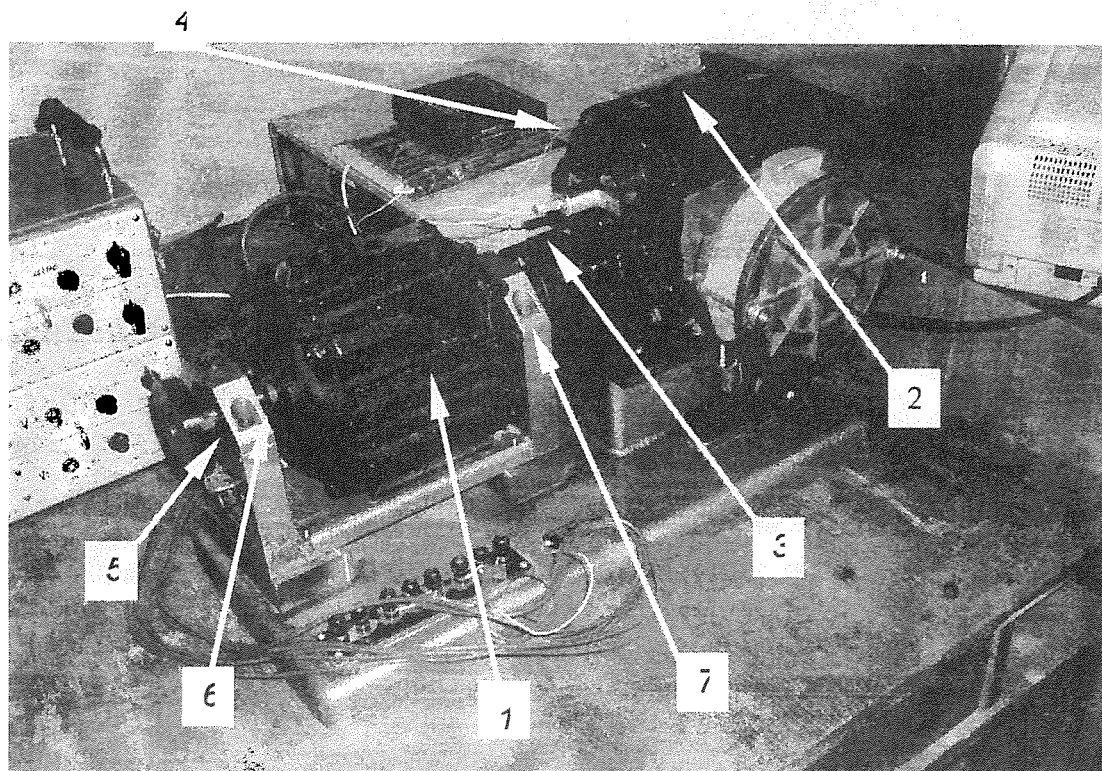


Рис. 2. Загальний вигляд експериментальної установки

Статор електродвигуна підвішений на підшипникових опорах по балансирній схемі (рис. 2). До статора прикріплена призма 6, яка під дією навантаження впирається в плоску пружину, на яку заклеєно дротяний тензодавач з одноелементною ґраткою на плівковій основі ПКП-15-100 (коефіцієнт тензочутливості - $2,0 \pm 0,2$; номінальний робочий струм - 30 мА, межа вимірювання відносних деформацій 0,003, поперечна чутливість складає 2% від поздовжньої).

Для вимірювання кутової частоти обертання та коливань вихідного вала роторної помпи використовувався тахогенератор постійного струму ТГП-1А-2, встановлений на веденому валі роторної помпи 1 і з'єднаний з 16-розрядним аналогово-цифровим перетворювачем 3 з двополюсним входом, що пов'язаний з LPT-портом персонального

комп'ютера 4. Для встановлення тахогенератора у торці вала виготовлено різевий отвір М6, в який через отвір у кришці встановлено вал тахогенератора (рис. 3).

При встановленні тахогенератора малося за мету максимальне виключення похибок вимірювань від пружного деформування з'єднаних елементів та відносних вібрацій муфти та корпуса приладу. При цьому величина швидкості обертання визначалась точними методами за допомогою лінійного входу персонального комп'ютера в системі SoundForge 4.0. Дискретизація сигналу вимірювання становила 3 кГц. Отриманий на основі результатів вимірювання середній масштабний коефіцієнт частоти обертання дорівнює 0,01 рад/с на дискрету вимірювання. Часова дискретизація – 1с/3000 дискрет. Значення швидкості обертання вала привода паралельно визначалось на основі осцилограм за допомогою осцилографа С1-49.

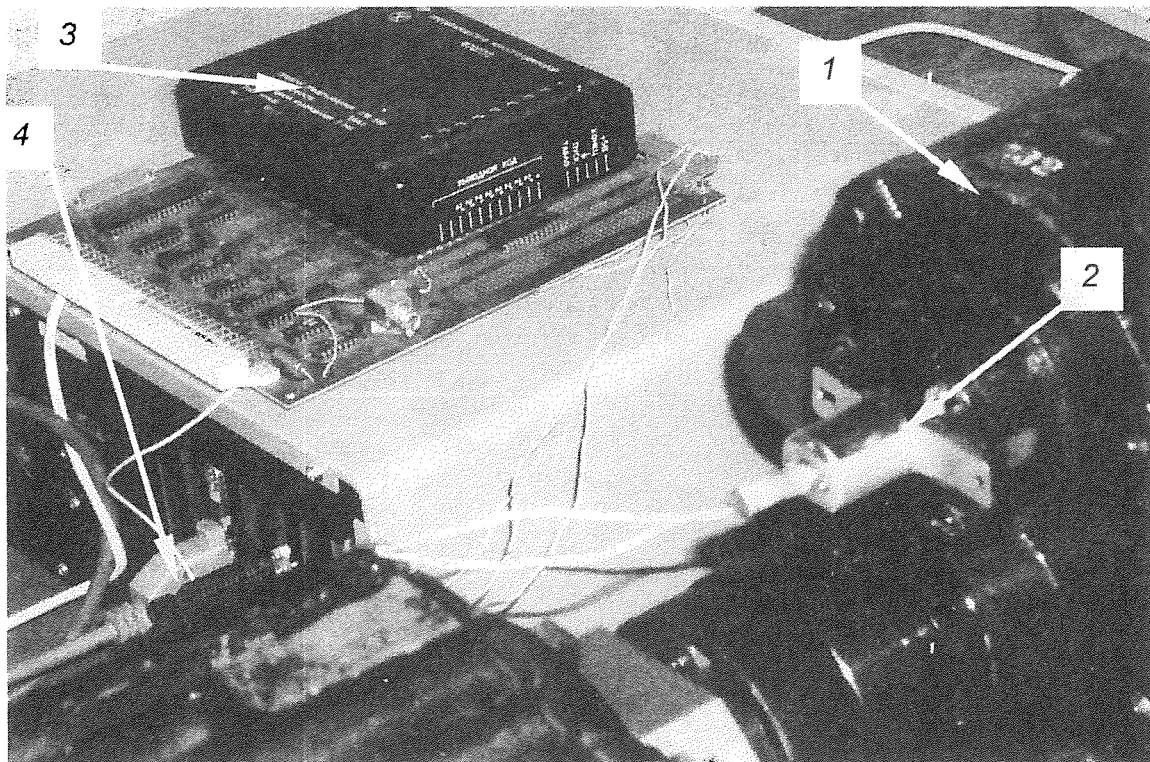


Рис. 3. Фрагмент експериментальної установки для вимірювання частоти обертання та вібраційних крутих коливань вихідного вала роторної помпи

Для вимірювання реактивного моменту використовувалась схема з плоскою пружиною та тензодавачем ПКП-15-100, наклеєним на цю пружину. Тензометричний давач підключається до підсилювача 8АНЧ-7М. При запуску двигуна 1 обертання ротора передається через муфту 3 (рис.2). В результаті виникнення робочого навантаження на привідному валу помпи, реактивний момент, що виникає на балансірному електродвигуні 1, намагається повернути статор в напрямку, протилежному до обертання ротора. Через призму 2 (рис. 4), цей момент діє на пружину 3 і згинає її. Деформація тензодавача 1 трансформує електричний сигнал, що через підсилювач 8АНЧ-7М фіксується осцилографом та трансформується через аналогово-цифровий перетворювач (ЦАП) в інформаційний сигнал комп'ютера.

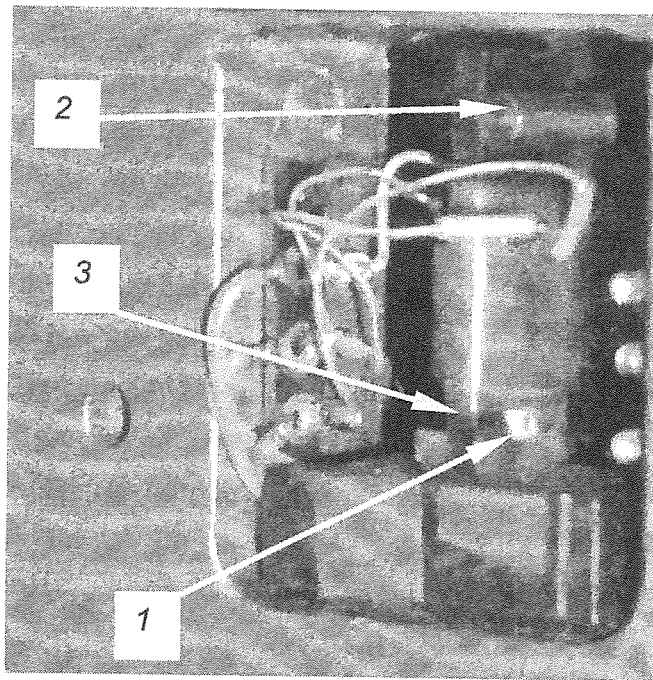


Рис. 4. Схема вимірювання реактивного моменту на валу привода

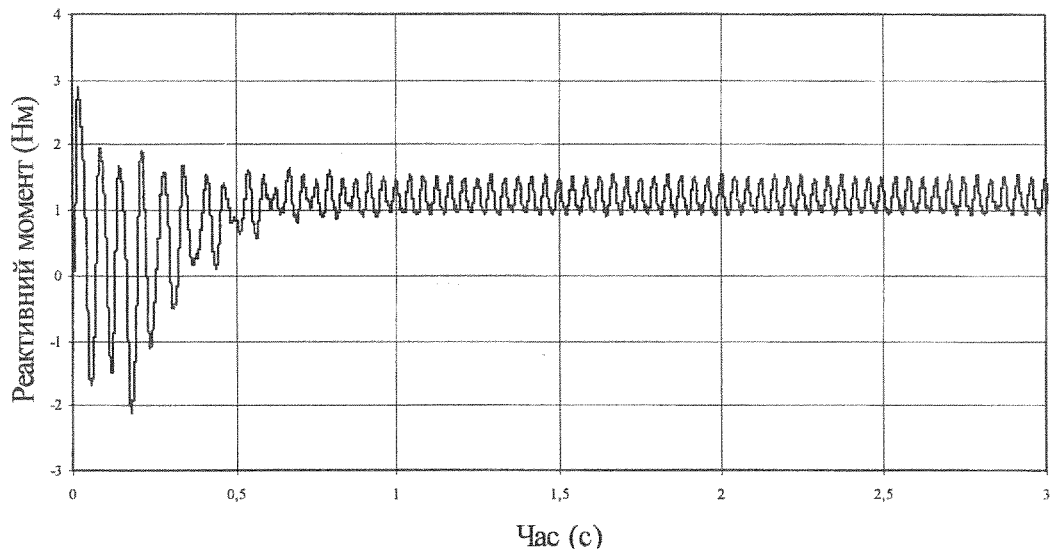
Експериментальні дослідження реактивного пружного моменту $\overline{M_p}$ і швидкості обертання приводного вала $\overline{\omega_6}$, отримані в результаті досліджень запуску установки при різних, найбільш характерних режимах роботи пожежної помпи, подані на рис.5,6. Порівняльний аналіз даних величин дає можливість встановити деяку загальну закономірність протікання механічних процесів у системі залежно від величини робочого навантаження роторів помпи.

У початковий період розгону механізму привода установки, коливання реактивного моменту $\overline{M_p}$ здійснюється з великими амплітудами і частотою, близькою до частоти мережі. Ці коливання викликані збурюючими діями зі сторони моменту електродвигуна і їх частота рівна частоті збурень (приблизно 45 Гц).

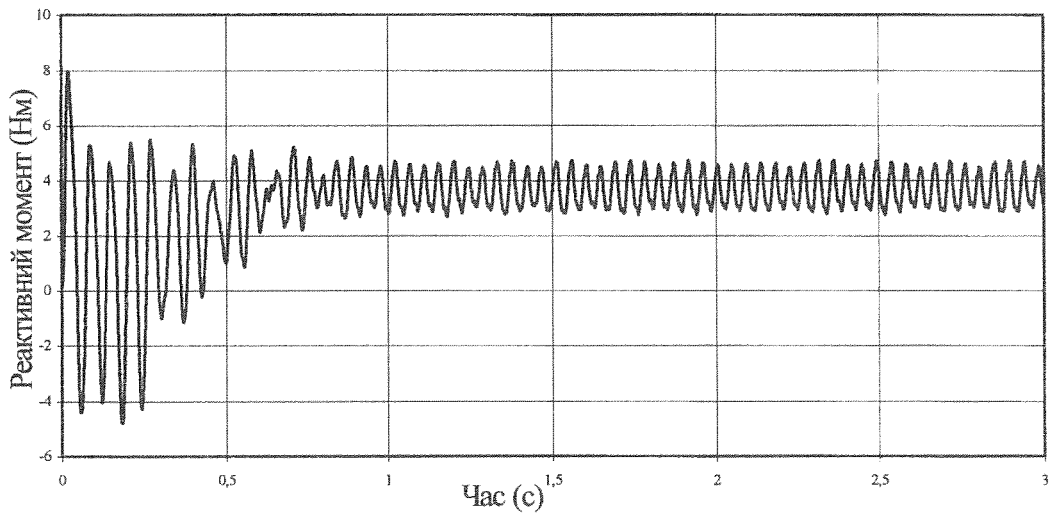
Максимум реактивного моменту у перехідному процесі у випадку холостого режиму роботи помпи становить $\overline{M_p} = 2,8$ Н·м (рис. 5(а)), тривалість перехідного процесу $\tau \approx 0,6$ с; під час всмоктування води - $\overline{M_p} = 7,9$ Н·м, $\tau \approx 0,8$ с (рис. 5 (б)); при нагнітанні води на висоту 7 м - $\overline{M_p} = 13,0$ Н·м, $\tau \approx 1,5$ с (рис. 5 (в)).

При подальшому розгоні механізму привода установки, крутні коливання затухають і в цей же момент в кривих $\overline{M_p}$ з'являються складові вільних механічних коливань. Їх частоти у всіх розглянутих випадках різні і дорівнюють частотам власних коливань кожної системи. Величина моментів у цьому періоді руху порівняно невелика (як для постійної складової, так і для амплітуд коливань). Даний проміжок часу відповідає роботі двигуна на стійкій частині статичної механічної характеристики. Під час такого періоду відбувається процес створення розрідження в робочій камері ротаційної помпи і початкове засмоктування рідини.

а)



б)



в)

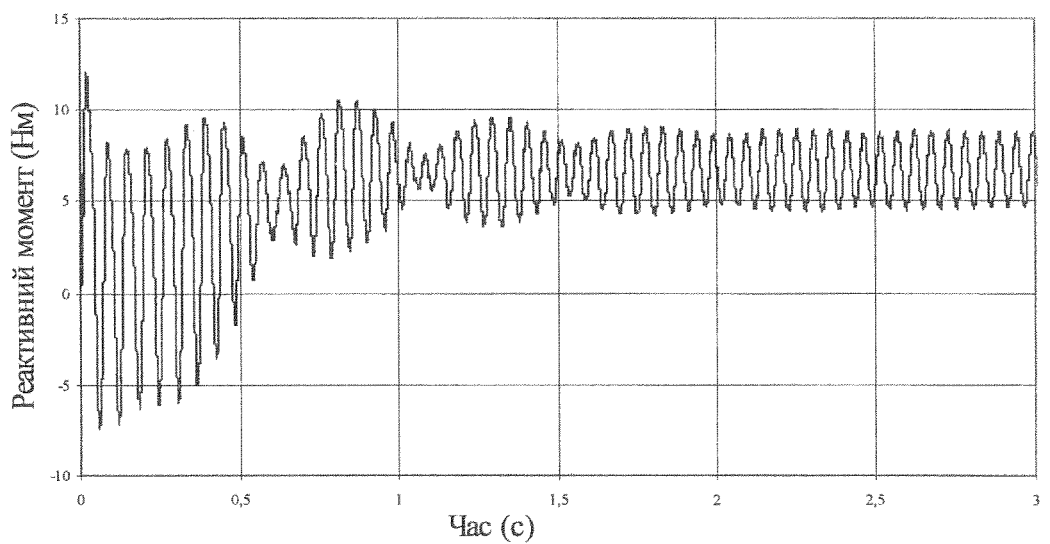


Рис. 5. Експериментальні графічні залежності реактивного моменту на приводі стантки залежно від режимів роботи ротаційної помпи

Проте, як зазначається у [6], при великих коливаннях ротора привода, його миттєва швидкість може перевищити швидкість, що відповідає критичному ковзанню двигуна. При цьому система переходить у область значного електромагнітного демпфування, що може бути наслідком обмеження максимальних амплітуд та згасання коливань.

Поштовхом, що викликає коливання системи, є вимушена періодична складова реактивного моменту, що виникає при обертовому русі роторного механізму пожежної помпи під час зміни тактів всмоктування-відсікання-стиску-нагнітання газового (під час засмоктування) або рідинного (під час усталеної роботи пожежної помпи) середовища (див. розділ 2).

Характерною рисою перехідного процесу запуску пожежної установки на основі роторної помпи з криволінійно-профільованими роторами є те, що середня лінія на кривій $\overline{M_p}$ у всіх випадках має споріднену форму і вона подібна на статичну механічну характеристику двигуна [6]. Але координати середніх ліній $\overline{M_p}$ для різних режимів роботи помпи – різні. Це означає, що середні значення реактивних моментів значною мірою залежать від навантаження механізму установки. Середнє значення реактивного моменту при усталеному процесі у випадку холостого режиму роботи помпи становить $\overline{M_p} \approx 1,24$ Н·м; під час всмоктування води - $\overline{M_p} = 3,66$ Нм; при нагнітанні води на висоту 7 м - $\overline{M_p} = 6,76$ Н·м. Тобто, із зростанням робочого навантаження, зростає і середнє значення пружного моменту (рис. 5). Результати експериментальних досліджень повністю корелюються з теоретичними розрахунками, поданими в [4,5].

Зміна швидкості обертання привідного ротора установки у всіх розглянутих випадках відбувається плавно з синусоїдальною складовою (рис. 6). Незначні негармонійні коливання кутової швидкості відбуваються тільки на початку розгону. Резонансні явища незначно збільшують частоту коливання $\overline{\omega_g}$ у перехідному процесі. Періодичні складові коливань у кривих $\overline{\omega_g}$, що спостерігаються при великих значеннях швидкості руху, викликані пульсацією навантаження на ротори, що обумовлено зміною тактів всмоктування-відсікання-стиску-нагнітання газового (під час засмоктування) або рідинного (під час усталеної роботи пожежної помпи) середовища.

Тривалість процесу створення розрідження у нагнітальній порожнині пожежної помпи під час холостого режиму роботи становить приблизно 1,9 с (рис. 6(а)); процес засмоктування рідини триває приблизно 2,3 с (рис. 6(б)), а тривалість роботи установки до усталеного нагнітання води на висоту 7 м становить приблизно 3,2 с (рис. 6(в)). Крім того, відбувається зменшення частоти обертання вихідного валу роторної помпи зі збільшенням навантаження на ротори: середнє значення при усталеному процесі у випадку холостого режиму роботи помпи становить $\overline{\omega_g} \approx 149$ рад/с; під час всмоктування води - $\overline{\omega_g} \approx 138$ рад/с; при нагнітанні води на висоту 7 м - $\overline{\omega_g} \approx 134$ рад/с.

Визначення частоти коливань системи дає можливість визначити амплітуди коливань роторів помпи.

Кутова швидкість коливань ротора визначається за відомою залежністю:

$$V(t) = \psi \cdot \omega \cdot \sin(\omega \cdot t), \quad (1)$$

де частота

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot \nu = 285,9 \text{ с}^{-1}. \quad (2)$$

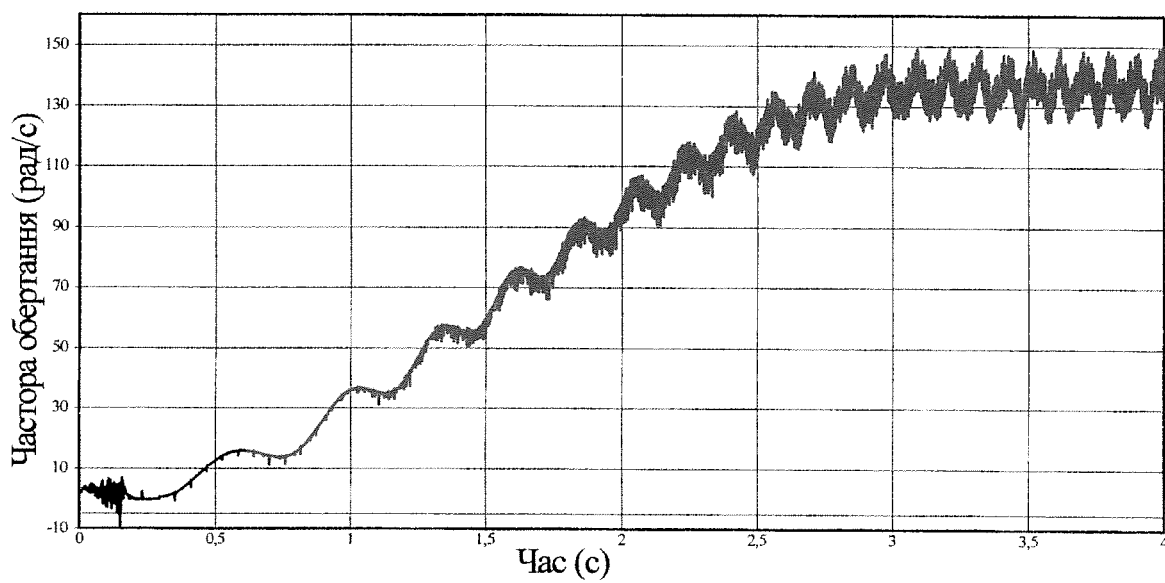
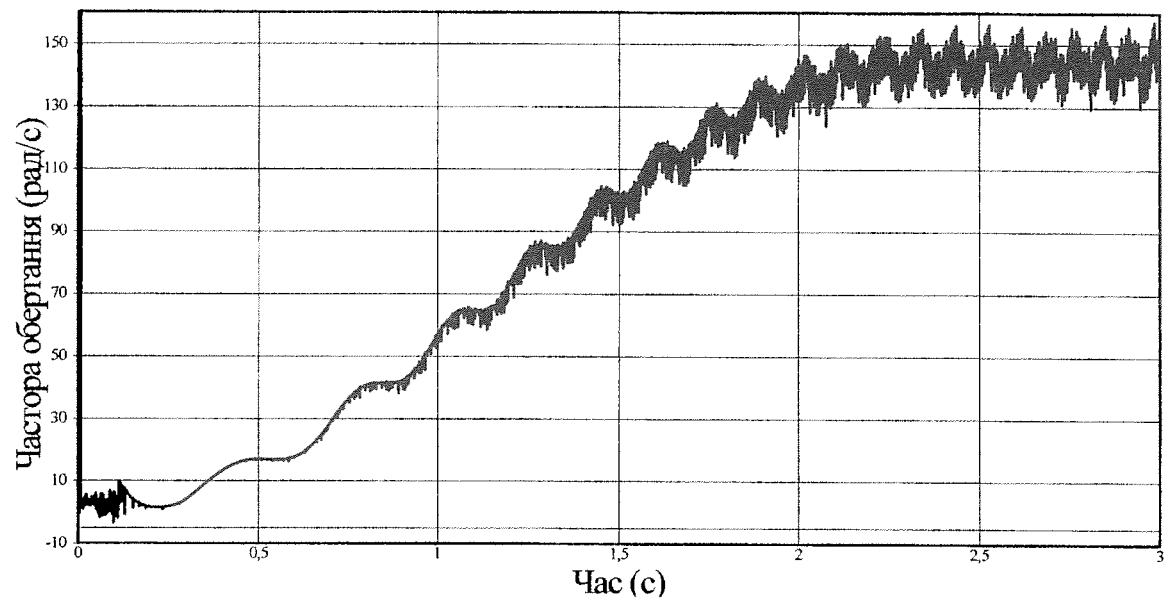
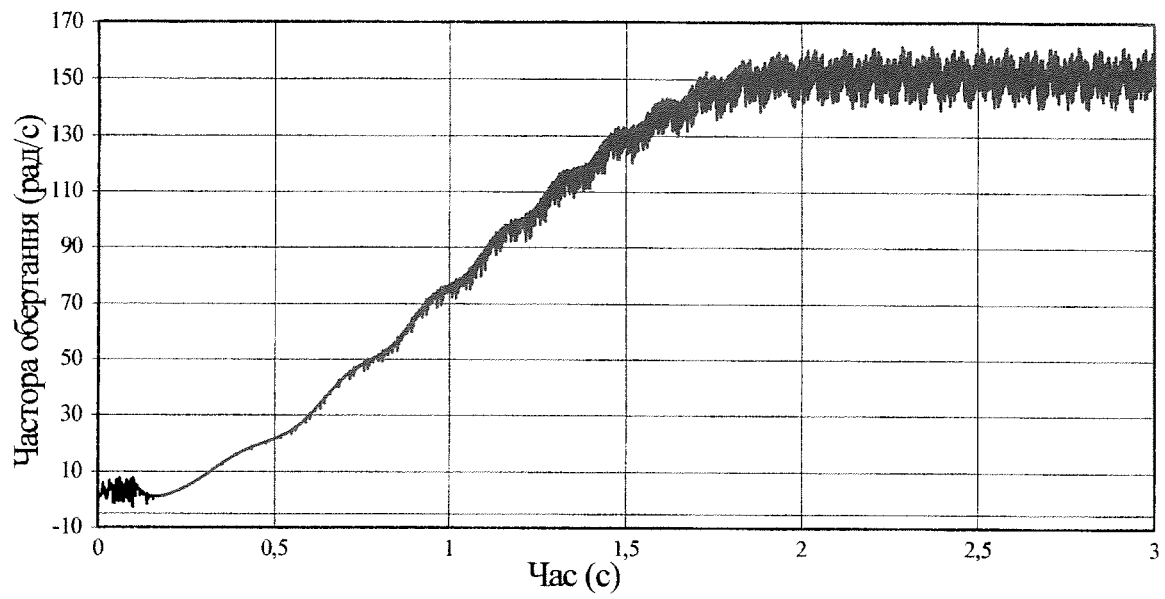


Рис. 6. Експериментальні графічні залежності частоти обертання вихідного вала пожежевої помпи

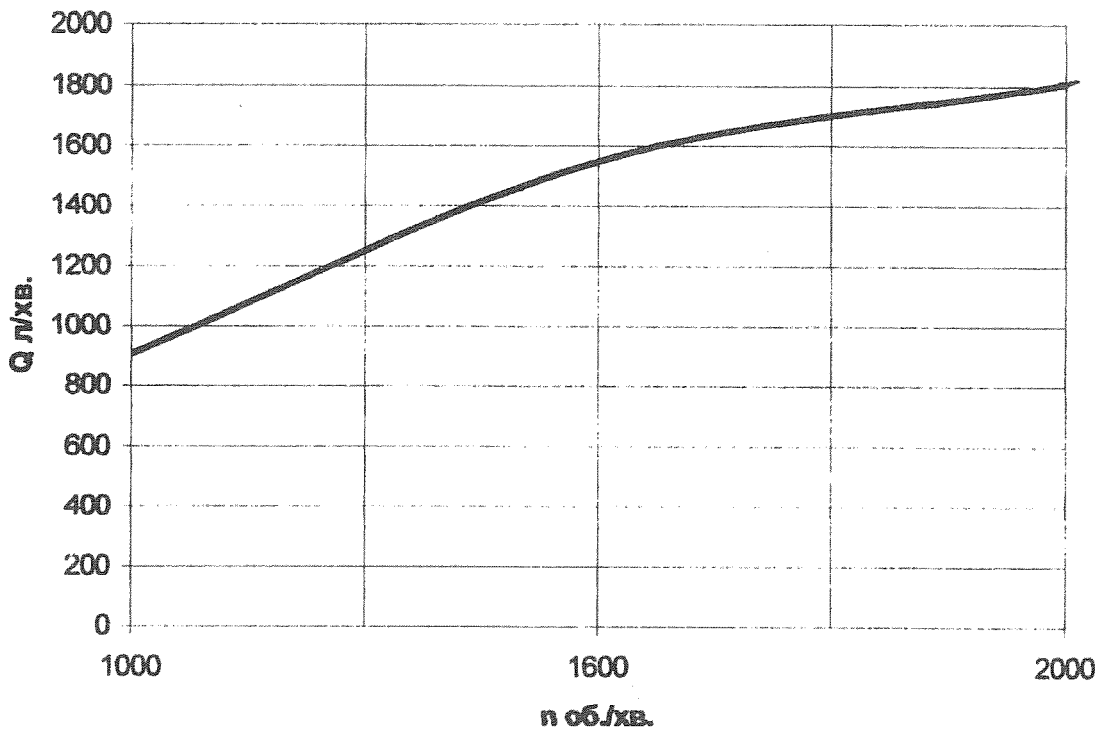


Рис. 7. Графічна залежність продуктивності пожежної помпи ПКПР-1200 з приводом від двигуна автомобіля ГАЗ-66.

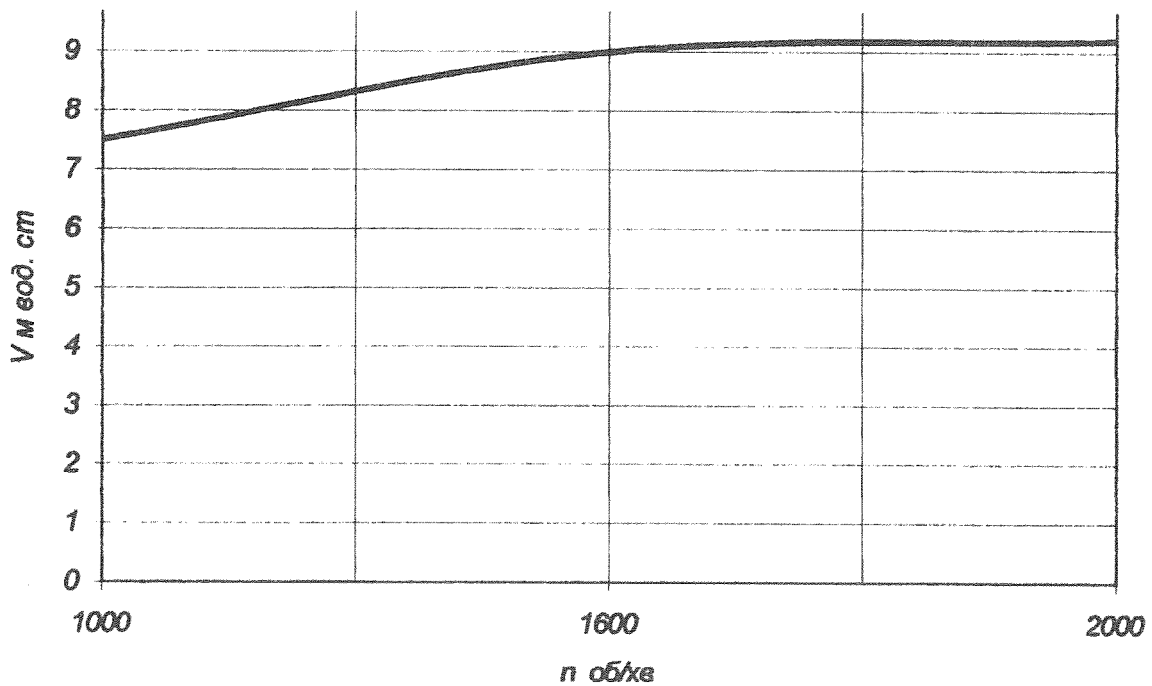


Рис. 8. Графічна залежність вакууму, що створюється у всмоктувальній порожнині пожежної помпи ПКПР-1200

Амплітудне значення швидкості коливань при найбільш навантаженому режимі роботи становить $\psi \approx 3,5$ рад/с.

Тоді амплітудне значення лінійних коливань ротора :

$$\Delta = \frac{\psi}{\omega} \cdot r \approx 0,46 \text{ мм} \quad (3)$$

де r – радіус ротора помпи.

Висновки

З вищенаведених розрахунків можна зробити такі висновки:

– амплітудне значення лінійних коливань ротора ($\Delta \approx 0,46$ мм) повністю корелюється з результатами теоретичних розрахунків [4,5];

– значення амплітуди коливань співрозмірне з профільним зазором в помпі.

Проведені дослідження залежності продуктивності пожежної помпи ПКПР-1200 з приводом від двигуна автомобіля ГАЗ-66 дали можливість зафіксувати подачу води при різних обертах.

Під час проведення експериментів встановлена така дуже важлива характеристика як зміна величини вакууму від обертів.

При 1600 об./хв. величина вакууму становить 9 мм. вод.ст., що перевищує характеристики відцентрових насосів при тих же обертах.

Таким чином, дослідження особливостей роботи пожежної установки на основі ротаційної помпи з криволінійно-профільованими роторами в якісному відношенні корелюються з теоретичними положеннями або підтверджують відомі з літературних джерел твердження – максимальної подачі води на гасіння пожежі можна досягнути при 2000 обертах за хв. Ріст подачі на цих обертах припиняється. Застосування відповідної конструкції помпи дозволяє оперативніше подати воду на гасіння пожежі.

ЛІТЕРАТУРА

1. Безбородько М.Д., Алексеев П.П., Иванов А.Ф. *Пожарно-техническое вооружение.* – М.: Стройиздат, 1981. – 376 с.
2. Дворянин І. В. Шляхи підвищення надійності пожежних мотопомп // *Машинознавство.* – 2001, №8. – С. 41–43.
3. Харченко Є. В., Дворянин І. В. Особливості розрахунку та конструювання насоса типу Рутс // *Науковий вісник УкрНДІ пожежної безпеки.* – Київ: УкрНДІПБ МВС України. 2002. – №1(5). – С. 129–133.
4. Харченко Є. В., Дворянин І. В. Причини динамічних навантажень елементів привода при експлуатації роторного насоса типу Рутс // *Пожарна безпека.* – Львів: ЛІПБ та УкрНДІПБ МВС України, 2002. – № 2. – С. 106–111.
5. Харченко Є.В., Дворянин І.В. Оптимізація геометричних параметрів роторів рідинних насосів типу Рутс // *Оптимізація виробничих процесів та технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні.* Вісник НУ “Львівська політехніка” №442. – 2002. – С. 122–125.
6. Фролов К. В. *Колебания элементов аксиально-поршневых гидромашин.* – М.: Машиностроение, 1973. – 280 с.