

УЩІЛЬНЕННЯ ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСІВ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ АГРЕГАТА З САМОВПОРЯДКОВАНИМ РОТОРОМ НА ГІДРАВЛІЧНОМУ СТЕНДІ

Горовий С. О., доцент кафедри охорони праці та фізики СНАУ

Постановка проблеми. Відцентрові насоси відносяться до класу динамічних насосів. Відцентровий насос - це енергетична машина, в якій механічна енергія приводу перетворюється в робочому колесі в гідравлічну енергію рідини [1]. Вони використовуються практично в усіх галузях промисловості та сільського господарства різних країн. На показники тривалості роботи та на відсутність значних витоків робочої рідини назовні суттєвим чином впливають ущільнення відцентрових насосів [2].

Аналіз останніх досліджень. Найпоширенішими конструкціями відцентрових насосів загального використання є одноступінчаті консольні агрегати, або одноступінчаті з робочим колесом двохбічного входу. Останнім часом дуже поширилася група насосів загального використання моноблочної компоновки, в якій консольна частина насоса приєднується до фланця приводного двигуна. Для отримання великих напорів перекачуваної рідини найчастіше застосовують багатоступінчаті насоси, які виконують у вигляді декількох однакових секцій робочих коліс з спіральними відводами послідовно з'єднаними в єдиному блоці. В усіх без винятку насосних агрегатах використовують різні типи кінцевих та між ступеневих ущільнень.

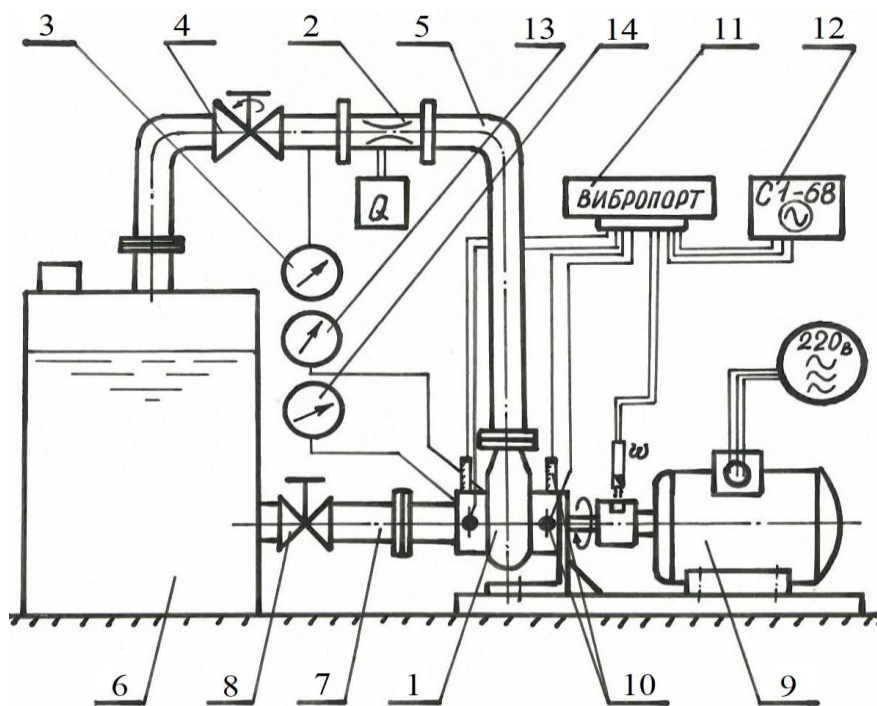
Сальникові ущільнення є найбільш розповсюдженим типом кінцевих ущільнень внаслідок їх досить простого конструктивного виконання та легкого обслуговування. В найбільш розповсюдженішому варіанті сальникове ущільнення складається з 5 - 6-ти розрізних кілець набивки, які вкладаються в спеціальну камеру корпусу насоса та охоплюють вал. Стиснення набивки здійснюється натисною втулкою в процесі роботи насоса до отримання крапельного витoku рідини. Сальникові ущільнення не забезпечують абсолютної герметизації вала насоса. Торцеві ущільнення забезпечують практично абсолютну герметичність насосного агрегату для дуже великого діапазону робочих параметрів; тому їх широко застосовують в спеціальних насосах та в усіх випадках, де використання інших типів ущільнень неможливе. Головним недоліком таких вузлів є потреба в суттєвому розбиранні насосного агрегату під час монтажу та демонтажу ущільнення.

Мета досліджень. Створення конструкції відцентрового насоса з мінімальною кількістю конструктивних елементів, які б заважали самоорієнтуванню робочого колеса в ущільненнях проточної частини при збереженні агрегатом довготривалої працездатності на різних режимах експлуатації. Перевірка роботи дослідного варіанта насоса на стенді.

Результати досліджень. Найпоширенішим видом внутрішніх ущільнень є гладкі шпарині ущільнення, які дуже технологічні при створенні, прості,

надійні та витривалі в експлуатації. Безконтактні ущільнення проточної частини за рахунок гідродинамічних сил можуть виконувати функції внутрішніх опорно - ущільнювальних вузлів відцентрового насоса. Ротор - колесо насоса самовстановлюється в симетричних щілинних ущільненнях під дією гідродинамічних сил і моментів [3, 4]. Вал традиційної конструкції перетворюється в торсіон для передачі тільки крутного моменту від привода на робоче колесо. Джерелом робочого середовища для створення перепаду тиску на опорах - ущільненнях є сам насос, оскільки частина рідини під тиском нагнітання подається до вузлів безконтактних ущільнень, а основний потік направляється споживачеві, становлячи корисну подачу робочого колеса. Згідно методики розрахунку елементів проточної частини відцентрового насоса із щілинними опорами - ущільненнями був створений насос із самовстановлювальним робочим колесом, який пройшов випробування на експериментальному стенді. Дослідний агрегат на базі насоса К 20/30 Китайського насосного заводу мав параметри: подача $Q = 20 \text{ м}^3/\text{год}$, напір $H = 30 \text{ м вод. стовпа}$, частота обертання $n = 2920 \text{ об/хв}$, споживана потужність $P = 2,5 \text{ кВт}$.

Модернізований агрегат був включений у схему дослідного гідравлічного стенда (мал. 1):



Мал. 1. Схема дослідного гідравлічного стенда:

1 - насос, 2 - вимірювач витoku рідини, 3 - манометр вихідного тиску, 4 - вентиль вихідного тиску, 5 - трубопровід вихідного тиску, 6 - ємність з рідиною, 7 - трубопровід вхідний, 8 - засувка вхідна, 9 - електродвигун, 10 - датчики переміщення (ТВД), 11 - "Вибропорт", 12 - осцилограф С1 - 68, 13,14 – манометри тиску на ущільненні.

В процесі випробувань реєструвалися наступні параметри:

- подача насоса, діапазон вимірів від 0 до 30 м³/год;
- напор (тиск), діапазон вимірів від 0 до 32 м вод. стовпа;
- частота обертання електродвигуна від 2900 до 2950 об/хв;
- перепад тиску на радіальних щілинних ущільненнях насоса;
- тиск у камерах автоматичного розвантаження вісьових сил.

За допомогою спеціальних токовихоревих датчиків переміщень фіксувалися малі радіальні й вісьові переміщення поверхонь робочого колеса в певних місцях, а саме:

- амплітуда вісьових коливань робочого колеса;
- амплітуда й фаза радіально - кутових коливань робочого колеса.

Витоки рідини в гідравлічній петлі стенда крізь насос вимірялися обладнанням з вимірювального комплексу “Turbo Quant” типу НГ 75/63-135-61A001.

Сигнали з токовихоревих датчиків переміщень оброблялися універсальним приладом “Вібропорт” фірми “Брюль і Кьєр”, а їх форма реєструвалася на екрані електронно - променевого осцилографа С 1 - 68. Частота обертання вала електродвигуна й одночасно насоса вимірялася стробоскопічним датчиком приладу “Вібропорт” (точність вимірів +/- 1 об/хв). Насосний агрегат пройшов тривалі стендові випробування на різних енергетичних режимах.

Висновок. Дослідний насосний агрегат підтвердив добру працездатність конструктивної схеми з самовстановлювальним робочим колесом на різних режимах роботи. Рівень акустичного шуму та механічних вібрацій не перевищував меж, встановлених нормативними вимогами.

Список використаної літератури.

1. Михайлов А.А. Лопастные насосы / А.А. Михайлов, В.В. Малюшенко – М.: Машиностроение, 1977. – 192 с.
2. Марцинковский В.А. Насосы атомных электростанций. / В.А. Марцинковский, П.Н. Ворона – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 256 с.
3. Горовий С.О. Оціночний гідравлічний розрахунок силових моментів шпаринного ущільнення / С.О. Горовий // Вісник СНАУ, серія “Механізація та автоматизація виробничих процесів”, розділ “Агротехсервіс”, 2017. - № 10 (32) - С. 20 - 23.
4. Горовий С.О. Розрахунок гідравлічних радіальних та кутових сил гладкого шпаринного ущільнення / С.О. Горовий // Вісник СНАУ, серія “Механізація та автоматизація виробничих процесів”, 2019. - № 2 (36) - С. 7 - 14.