

РІЗНОВИДИ УЩІЛЬНЕНЬ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ ТА СТЕНДОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСУ З САМОВПОРЯДКОВАНИМ РОТОРОМ

Горовий С. О., Сумський НАУ, кандидат технічних наук,
доцент кафедри охорони праці та фізики СНАУ

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. Найпоширенішими конструкціями відцентрових насосів загального використання є одноступінчаті консольні агрегати, або одноступінчаті з робочим колесом двохбічного входу. Такі агрегати забезпечують водопостачання питною та технічно чистою водою як великі міста, так і малі селища, чи окремі підприємства, ферми та домогосподарства. 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 корпусі. Ці агрегати широко вживані в системах тепlopостачання міст та селищ. Для відкачування дуже забруднених рідин в лініях транспортування стоків та фекальних відходів міських та сільськогосподарських виробництв використовують вільновихорові насоси з різними конфігураціями робочих коліс. Останнім часом поширилася група насосів загального використання моноблочної компоновки, в якій консольна частина насоса приєднується до фланцу приводного двигуна без використання муфти приводу.

В усіх без винятку конструкціях відцентрових насосів на показники довготривалості їх роботи та на відсутність значних витоків робочої рідини назовні суттєвим чином впливають кінцеві ущільнення [2]. Сальникові

ущільнення є найбільш розповсюдженим типом кінцевих ущільнень внаслідок їх досить простого конструктивного виконання та легкого обслуговування. В найбільш розповсюджені варіанті сальникове ущільнення складається з 5 – 6-ти розрізних колекцій набивки, які вкладаються в спеціальну камеру корпусу насоса та охоплюють вал. Стиснення набивки здійснюється нажимною втулкою в процесі роботи насоса до отримання крапельного витoku рідини. Сальникові ущільнення не забезпечують абсолютної герметизації вала насоса та вимагають системи відводу витоків чи їх тимчасової локалізації. Торцеві ущільнення забезпечують практично абсолютну герметичність насосного агрегату для дуже великого діапазону робочих параметрів; тому їх широко застосовують в спецнасосах та в усіх випадках, де використання інших типів ущільнень неможливе. Головним недоліком торцевих ущільнюючих вузлів є потреба в суттєвому розбиранні насосного агрегату під час монтажу та демонтажу ущільнення. Цей процес вимагає високої кваліфікації ремонтного персоналу та займає, іноді, достатньо тривалий час.

Найпоширенішим видом внутрішніх ущільнень є гладкі шпаринні ущільнення, які дуже технологічні при створенні, прості, надійні та довговитривалі в експлуатації. [3, 4].

Безконтактні ущільнення проточної частини за рахунок гідродинамічних сил можуть виконувати функції внутрішніх опорно-ущільнювальних вузлів відцентрового насоса. Ротор - колесо насоса самовстановлюється в симетричних гладких шпаринних ущільненнях під дією гідродинамічних сил і моментів. [5]. Вал традиційної конструкції перетворюється в тонкий 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 шпаринними опорами-ущільненнями був створений насос із самовстановлювальним робочим

колесом, який пройшов випробування на дослідному стенді [6]. Модернізований 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 в схему дослідного гідравлічного стенда. В процесі випробувань реєструвалися наступні параметри:

- подача насоса, діапазон вимірів від 0 до $30 \text{ м}^3/\text{год}$;
- напір(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 авторозвантаження 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.

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

Сигнали з токовихоревих датчиків переміщень оброблялися універсальним приладом “Вібропорт” фірми “Брюль і Кьер”, 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).

Модернізований насосний агрегат легко запускався та дуже швидко виходив на робочий режим. Зміна параметрів “тиск - виток” в діапазоні $\pm 20 \%$ від номінального не позначалася на вібро - акустичних характеристиках насоса. Після вимкнення живлення спостерігався короткий вибіг та плавна зупинка відцентрового агрегата. Візуальне спостереження за траєкторіями руху поверхонь шпаринних ущільнень - опор під токовихоревими датчиками

переміщень на екрані осцилографа вказувало на “вспливання” та самовстановлення робочого колеса в опорах в процесі роботи насоса. Дослідний насосний агрегат безперервно функціював в складі стенда на протязі семи діб, навіть підвищивши температуру води в гідравлічній петлі стенда з 20⁰С до 60⁰С. Комплекс проведених випробувань модернізованого агрегата підтвердив добру працездатність конструктивної схеми відцентрового насоса з самовстановлювальним робочим колесом.

Список використаної літератури.

1. Михайлов А.А. Лопастные насосы / А.А. Михайлов, В.В. Малюшенко – М.: Машиностроение, 1977. – 192 с.
2. Марцинковский В. А. Бесконтактные уплотнения роторных машин / В.А. Марцинковский - М.: Машиностроение, 1980. - 200 с.
3. Марцинковский В.А. Насосы атомных электростанций. / В.А. Марцинковский, П.Н. Ворона – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 256 с.
4. Марцинковский В. А. Вибрации роторов центробежных машин. В 2-ух книгах. / В.А. Марцинковский - Книга 1. Гидродинамика дросселирующих каналов. - Сумы: Изд-во СумДУ , 2002. - 337 с.
5. Горовой С. А. Гидродинамический расчет опорно-уплотнительных узлов центробежного насоса с самоустанавливающимся ротором / С.А. Горовой - Ежемес. межд. научно-техн. и производств. журнал “Химическое и нефтегазовое машиностроение”, М.: МГМУ, 2017 - № 3 - С. 21 - 24.
6. Горовой С. А. Экспериментальные исследования насоса с самоустанавливающимся рабочим колесом / С.А. Горовой - Ежемес. межд. научно-техн. и производств. журнал “Химическое и нефтегазовое машиностроение”, М.: МПУ, 2019 - № 2 - С. 36 - 40.