

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДНІПРОВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІМЕНІ ОЛЕСЯ ГОНЧАРА

Фізико-технічний факультет

Кафедра двигунобудування

М.О. Катренко, О.Є. Золотько

ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСНИХ АГРЕГАТІВ

Методичні вказівки до виконання
практичних занять, лабораторних робіт і самостійної роботи
з дисциплін

«ТЕОРІЯ ТА РОЗРАХУНОК ТУРБОНАНСОСНОГО АГРЕГАТУ»,
«КОНСТРУКЦІЯ ТА ПРОЕКТУВАННЯ АГРЕГАТІВ РІДИННИХ
РАКЕТНИХ ДВИГУНІВ»,
«СИСТЕМИ ПОСТАЧАННЯ ПАЛИВА РАКЕТНИХ ДВИГУНІВ»
«ТЕОРІЯ ТА РОЗРАХУНОК АГРЕГАТІВ СИСТЕМ
ЕНЕРГОПОСТАЧАННЯ»

Дніпро

2024

УДК 621.454.2

Рецензенти:

Г.О. Стрельніков - д-р. техн. наук, проф., (Інститут технічної механіки НАН України і ДКА України.

Характеристики насосних агрегатів [Текст] / М.О. Катренко, О.Є. Золотько, Електронний ресурс. – Д.: ДНУ, 2024. – 41 с.

У методичних вказівках до виконання до виконання практичних занять, лабораторних робіт і самостійної роботи наведено інформацію, що до формування відповідних навичок у проектуванні насосних агрегатів, принципів їх роботи, дослідженню їх характеристик. Методичні вказівки призначені для студентів усіх форм навчання за спеціальністю 134 – «Авіаційна та ракетно-космічна техніка», спеціалізації «Ракетні двигуни», та вивчають дисципліни «Теорія та розрахунок турбонасосного агрегату», «Конструкція та проектування агрегатів рідинних ракетних двигунів», «Системи постачання палива ракетних двигунів», «Теорія та розрахунок агрегатів систем енергопостачання».

Навчально-методичне видання

Схвалено на засіданні кафедри двигунобудування
(Протокол № 15 від 11 червня 2023 р.)

Затверджено Вченою радою ФТФ ДНУ ім. Олесь Гончара
(Протокол № 7 від 23 червня 2023 р.)

Відповідальність за вміст видання несе автор публікації
Укладачі:

Катренко Михайло Олександрович, д-р. техн. наук, проф.
Золотько Олександр Євгенович, канд. техн. наук, доцент.

ЗМІСТ

ЗМІСТ	3
ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧОК, ІНДЕКСІВ ТА СКОРОЧЕНЬ	4
ВСТУП	6
Лабораторна робота № 1	7
Лабораторна робота № 2	14
Лабораторна робота № 3	20
Лабораторна робота № 4	26
Лабораторна робота № 5	33
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	41

C – швидкість в абсолютному русі, [м/с];
 D – діаметр, [м];
 F – площа прохідного перетину, [м²];
 h – висота лопаті, [м];
 H – напір, [Дж/кг]; висота [м];
 i – питома ентальпія газу, [Дж/кг]; кут атаки, [град];
 k – показник адіабати;
 L – питома робота, [Дж/кг]; довжина, [м];
 M – число Маха; молярна маса речовини, [гмоль];
 m – показник ступеня; маса, [кг]; коефіцієнт властивостей робочого тіла, [(кг К/Дж)^{0.5}]; масова витрата, [кг/с];
 N – потужність, [Вт];
 n – показник політропи; частота обертання ротора, [об/хв]; коефіцієнт ежекції;
 p – тиск, [Па];
 T – температура, [К];
 Z – кількість лопаток лопатевого апарату;
 t – температура, [° С]; крок, [м];
 V – об'єм, [м³], швидкість, [м/с];
 v – питомий об'єм, [м³/кг];
 ν – кінематична в'язкість, [м²/с];
 U – колова швидкість, [м/с];
 W – відносна швидкість, [м/с];
 α – відносна площа; кут потоку в абсолютному русі, [град];
 β – кут потоку у відносному русі, [град];
 ϕ – зведена витрата;
 μ – динамічна в'язкість, [кг/м·с]; коефіцієнт витрати;
 ξ – коефіцієнт місцевих гідравлічних втрат;
 ρ – густина, [кг/м³]; степінь реактивності робочого колеса лопатевої машини;
 π – число π ,
 σ – коефіцієнт відновлення повного тиску;
 η – коефіцієнт корисної дії.

ІНДЕКСИ

Верхні

- * – параметри ізоентропічного загальмованого потоку; повні параметри;
- – відносні параметри; коефіцієнти напору, витрати та ін.;
- ~ – параметри у відносному русі;
- – відноситься до секундної масової витрати рідини крізь лопатеву машину.

Нижні

- h – параметри незбуреного потоку;
- s – параметри ізоентропічні;

n – параметри політропічні;
т – теоретичні параметри;
в – параметри на вході;
д – параметри на виході з дифузора;
ср – осереднені значення;
зв – зведені;
пит – питомі;
а – в абсолютному русі;
ад – адіабатні;
кр – критичні;
вх – вхідні;
1, 2, 3, – ставляться до перетинів агрегату.

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ

ДУ – двигунна установка;
ККД – коефіцієнт корисної дії;
РРД – рідинний ракетний двигун;
СУ – силова установка;
ТНА – турбонасосний агрегат.

Одним з основних агрегатів, що визначають основні характеристики РРД, є турбонасосний агрегат. Складовою вивчення турбонасосних агрегатів (ТНА) є проведення практичних робіт з визначення параметрів робочого процесу в насосах різноманітних типів, які використовуються в двигунних установках літальних апаратів, а також устаткуванням для випробовування теплових двигунів, рідинних ракетних двигунів (РРД), силових установок (СУ), тощо.

У методичних вказівках подані основні підходи до лабораторного дослідження характеристик насосів, викладено коротку теорію лопатевих та об'ємних насосних агрегатів. Методичні вказівки призначені для ознайомлення з методами лабораторних досліджень за дисциплінами «Теорія та розрахунок турбонасосного агрегату», «Конструкція та проектування агрегатів рідинних ракетних двигунів», «Математичне моделювання робочих процесів у ракетних двигунах», «Теорія та розрахунок агрегатів систем енергопостачання». Крім того, методичні вказівки можуть використовуватися для самостійної роботи студентів при підготовці до практичним та лабораторним заняттям з дисциплін «Основи теорії та розрахунок ракетних двигунів», "Основи теорії та проектування двигунів багатосередовищних безпілотних апаратів".

Матеріали методичних вказівок відповідають вимогам Стандарту Вищої освіти України для першого (бакалаврського) рівня вищої освіти галузі знань 13 «Механічна інженерія», спеціальності 134 «Авіаційна та ракетно-космічна техніка», який затверджено і введено в дію наказом Міністерства освіти і науки України № 1441 від 22.12.2018 р.

«ЕНЕРГЕТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСУ»

Мета роботи – отримати експериментальним шляхом енергетичні характеристики відцентрового насоса: залежності напору, потужності та ККД від витрати при постійній швидкості обертання ротора.

ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ

Витрата насоса (маса рідини, що подається насосом в одиницю часу) може вимірюватися в об'ємних та масових величинах. Зв'язок між об'ємною та масовою витратою виражається співвідношенням:

$$\dot{m} = \rho Q,$$

де:

m – масова витрата, кг/с;

Q – об'ємна витрата, м³/с;

ρ – густина рідини, кг/м³.

Напір насоса - це збільшення механічної енергії 1 кг маси рідини, що пройшла через насос. Напір насоса визначається як різниця механічної енергії рідини на виході та на вході в насос [1 - 6]:

$$H = \left(\frac{p_2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} \right) - \left(\frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} \right)$$

де:

H – напір насоса, Дж/кг;

p_2 – статичний тиск на виході з насоса, Н/м²;

p_1 – статичний тиск на вході в насос, Н/м²;

c_1 – швидкість рідини на вході в насос, м/с;

c_2 – швидкість рідини на виході з насоса, м/с.

Механічна енергія (напір) передається рідини лопатками відцентрового колеса, та перетворюється ними на кінетичну, потенційну і внутрішню енергію кожної частинці рідини.

Абсолютну швидкість рідини (щодо стінок корпусу насоса) зазвичай розкладають на дві складові: відносну w (по дотичній до лопатки) і колову u (по дотичній до кола обертання). Напрямок швидкостей W і U дотичних має місце тільки при нескінченному числі лопаток.

Позначимо швидкості при нескінченній кількості лопаток індексом ∞ . Побудова паралелограма швидкостей а) та трикутник швидкостей б) показано на рис. 1.

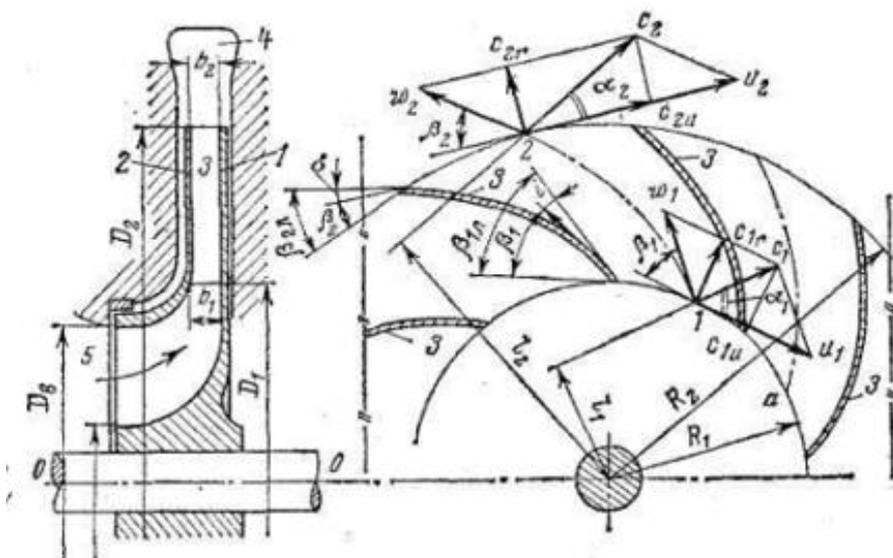


Рис. 1 Трикутники швидкостей для вхідного та проміжного перетинів колеса [1, 2]

Насправді має місце деяке відхилення напрямку W і U від дотичних (рис. 2), що зменшує закрутку рідини $C_{2U\infty}$ і відповідно напір колеса.

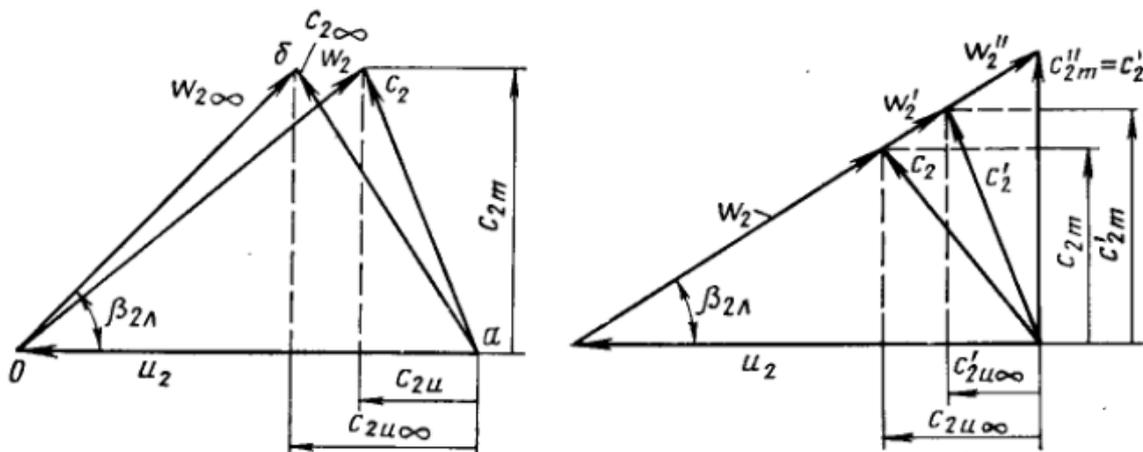


Рис. 2 Трикутники швидкостей на виході з робочого колеса [1, 2]

Отриманий паралелограм швидкостей (рис. 1) (або трикутник швидкостей, якщо вектор W_{∞} перенести в кінець вектору U) характеризує роботу насоса. Позначимо швидкість на вході в колесо індексом 1, на виході індексом 2.

Л. Ейлер вивів рівняння, що зв'язує швидкість потоку рідини при $Z = \infty$ і тиск насоса. Це рівняння вважається основним рівнянням лопаткових машин. Рівняння Ейлера для відцентрового колеса [1 - 3]:

$$H_{T\infty} = C_{2U\infty} U_2 - C_{1U\infty} U_1.$$

Припустимо, що закрутки на вході в насос немає, тоді $C_{1U} = 0$. Рівняння Ейлера набуде вигляду:

$$H_{T\infty} = C_{2U\infty} U_2.$$

З трикутника швидкостей на виході з колеса (рис. 2) маємо:

$$C_{2U\infty} = U_2 - C_{2M} / \operatorname{tg} \beta_{2Л} .$$

Використаємо співвідношення:

$$C_{2M} = \frac{Q}{\pi D_2 b_2 \operatorname{tg} \beta_{2Л} } ,$$

У результаті чого отримуємо рівняння Ейлера у вигляді [1 - 3]:

$$H_{T\infty} = U_2^2 - \frac{U_2 Q}{\pi D_2 b_2 \operatorname{tg} \beta_{2Л} } .$$

Для даного насосу при сталій частоті обертання ($U_2 = \operatorname{const}$) рівняння має вигляд рівняння прямої лінії в координатах $H_{T\infty} = f(Q)$. Вважатимемо, що $Q = 0$, та знайдемо теоретичний напір при нескінченно великій кількості лопаток для витрати що дорівнює 0:

$$H_{T\infty} = U_2^2 .$$

При $\operatorname{tg} \beta_{2Л} > 0$ ($\beta_{2Л} < 90^\circ$), що відповідає звичайним колесам, напір може бути таким, що дорівнює 0. Вважаючи, що в рівнянні $H_{T\infty} = 0$, витрата крізь насос буде знайдена за співвідношенням [1 - 3]:

$$Q = \pi D_2 b_2 \operatorname{tg} \beta_{2Л} U_2 .$$

Якщо відомі геометричні параметри відцентрового колеса, та використовуючи вже знайдені точки (1) та (2), можна за рівнянням побудувати теоретичну залежність напорі від витрати. Відцентрове колесо лабораторної установки має наступні геометричні розміри та параметри:

$$D_1 = 18 \text{ мм}, D_2 = 47 \text{ мм}, \quad \beta_{1Л} = 22^\circ, \quad \beta_{2Л} = 75^\circ, \\ b_1 = 5 \text{ мм}, \quad b_2 = 2 \text{ мм}, \quad Z = 8.$$

Побудуємо характеристику $H_{T\infty}$ для сталої частоти обертання ротору насоса (рис.3).

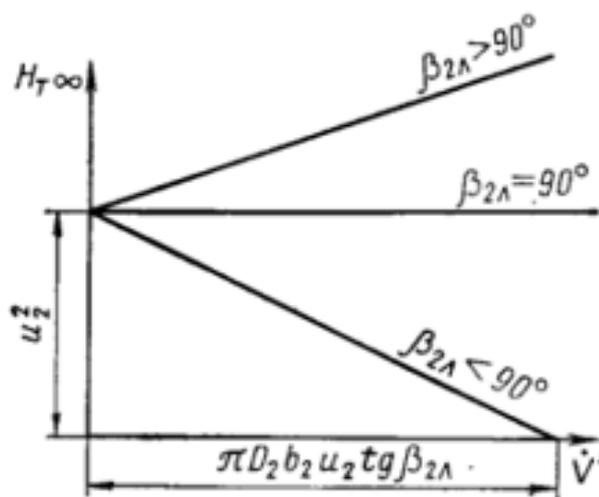


Рис. 3 Зміна теоретичного напорі насосу [1, 2]

Потужність насосу. Потужність, яку насос споживає, можна визначити за рівнянням:

$$N = \frac{mH}{\eta} .$$

Теоретична колова потужність насоса $N_{U\infty}$ визначається теоретичним напором при нескінченній кількості лопаток $H_{T\infty}$ та теоретичною витратою. $N_{U\infty}$ - це максимальна потужність, яка передається рідині в ідеальному випадку при $Z = \infty$,

$$N_{U\infty} = \rho Q H_{T\infty}.$$

Побудуємо залежність $N_{U\infty} = f(Q')$. При $Q' = 0$, $N_{U\infty} = 0$, при $H_{T\infty} = 0$, $N_{U\infty} = 0$, тому що в рівнянні всі величини позитивні, то і $N_{U\infty} = f(Q')$, буде мати максимум, як показано на рис. 4.

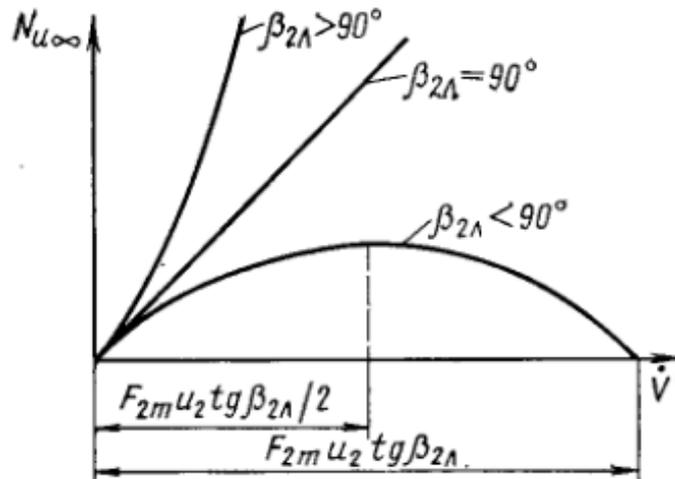


Рис. 4 Зміна теоретичної споживчої потужності насосу [1, 2]

Дійсна залежність потужності що споживається відрізняється від теоретичної потужності. В реальному випадку при значенні витрати $Q = 0$, показники напруги та сили струму дають однозначне вирішення дійсної потужності, що також буде визначено і для значення максимальної витрати крізь насос при фіксованій частоті обертання ротору насоса.

Коефіцієнт корисної дії. Загальний ККД, що оцінює всі втрати в насосі, дорівнює добутку складових ККД [1, 2, 3, 5]:

$$\eta_{\Sigma} = \eta_G \eta_V \eta_M \eta_D$$

Розглянемо характер зміни, залежно від витрати. Вигляд характеристики $\eta_{\Sigma} = f(Q)$ залежить від характеру зміни ККД (рис. 5). При витраті рівній 0 ККД має значення, відмінне від 0, тому що дійсний напір при цьому більше 0. Режим максимуму гідравлічного ККД через зменшення H_m не повністю збігається з режимом мінімальних гідравлічних втрат.

Витратний ККД при витраті через насос наближається до нульового значення прагне кулю, тому що витрати дорівнюють 0. Величина витоків рідини $Q = 0$, становить всю витрату крізь колесо.

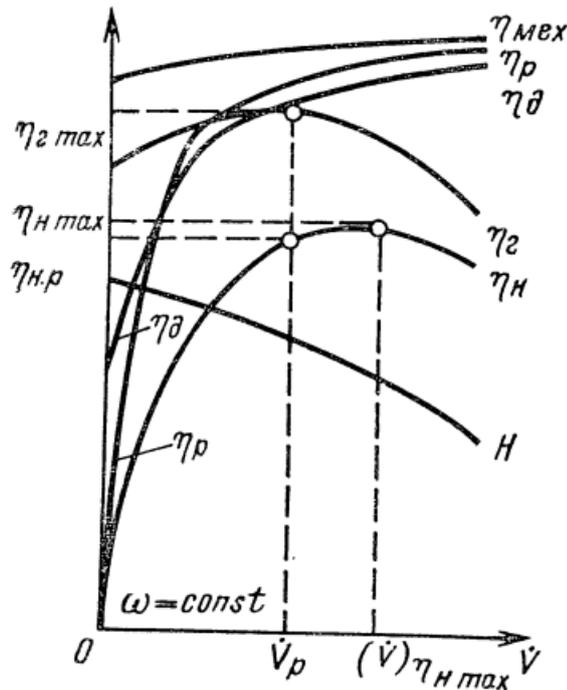


Рис. 5 Зміна ККД відцентрового насосу від витрати Q [1, 2,]

Визначити механічний ККД аналітичним способом немає перспектив. Повний ККД, що оцінює всі втрати, пройде через початок координат і матиме максимум правіше максимуму гідравлічного ККД.

МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТІВ

Експериментальне устаткування.

Експериментальні дослідження проводяться на експериментальній установці, її схема представлена на рис. 6.

Прийняті позначення на рис. 6:

1 – бак з рідиною, 2 – вентиль, 3 – струменевий насос, 4 – відцентровий насос, 5 – електродвигун, 6 – датчик частоти обертання ротора насоса, 7 – магістраль, 8 – витратомір, 9 – манометр вхідного тиску, 10 – манометр вихідного тиску, 11 – манометр тиску перед струменевим насосом.

Експериментальна установка працює наступним чином. Після заправки бака 1 рідиною – це дистильована вода, відкривається вентиль 2а. Рідина заповнює рідинний тракт до рівня дзеркала рідини у баку 1. Вентиль 2б відкритий, а 2в закритий. Манометр 9 показує тиск рідини на вході в насос p_1 , який складається з атмосферного тиску та тиску рівня від дзеркала рідини у баку до рівня входу в насос. Після подання електричної потужності на насос за допомогою блоку джерела потужності, реостатом встановлюється потрібна частота обертання ротора, яка отримується за допомогою датчика 6, який з'єднаний з частотомірним приладом.

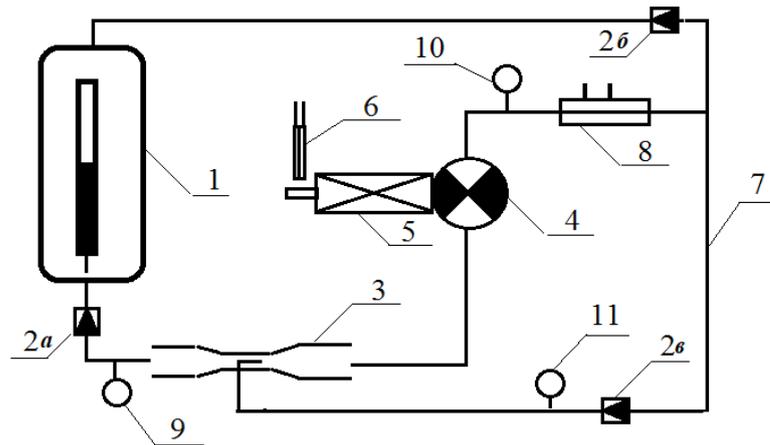


Рис. 6 Принципова схема експериментальної установки

Манометр 10 показує тиск рідини після насоса p_2 . Витратомір 8 з'єднаний з частотомірним пристроєм, та показує частоту обертання ротору витратоміру, який має лопатевий тип. Після цього частина рідини направляєється по трубопроводу до вентиля 2в, а друга частина до вентиля 2б. Відкриваючи вентиль 2б збільшуємо витрату від 0 до її максимального значення при повному відкритті вентиля. Кожна зміна витрати потребує корекцію частоти обертання ротору насоса, яка повинна бути фіксованою для кожного виміру. В таблицю 1 заносяться показники тисків p_1 , p_2 , частоти обертання ротору насосу ω , напруги U , сили струму I .

По показникам частотоміру витратомірного пристрою визначається витрата крізь насос Q , напір насосу H , потужність що споживається N , а також ККД насосу.

Методика проведення експериментів

Для отримання енергетичних характеристик $H=f(Q)$ бак заповнюється водою до позначки на мірній трубці. Після включення електродвигуна відцентрового насоса за допомогою випрямовувача встановлюють фіксовану частоту обертання ротору, потім, відкриваючи вентиль, збільшують витрату води до максимально можливої величини. Характеристики отримують зменшенням витрати до нуля, поступово закриваючи вентиль.

Між максимальною і нульовою витратою необхідно отримати 6-8 проміжних значень витрати води. Для кожної витрати записують такі параметри: тиск на вході в насос, тиск на виході з насоса за манометром, частоту обертання за показаннями приладу – частотоміра, а також значення витрати.

Витрата визначається шляхом початкової тарування витратоміра шляхом пролинок, після чого строється його витратна характеристика. Тоді, при відомому показанні частотоміра, даних частоти обертання ротора витратоміра, визначається витрата рідини. Графік визначення витрати рідини показаний на рис. 7.

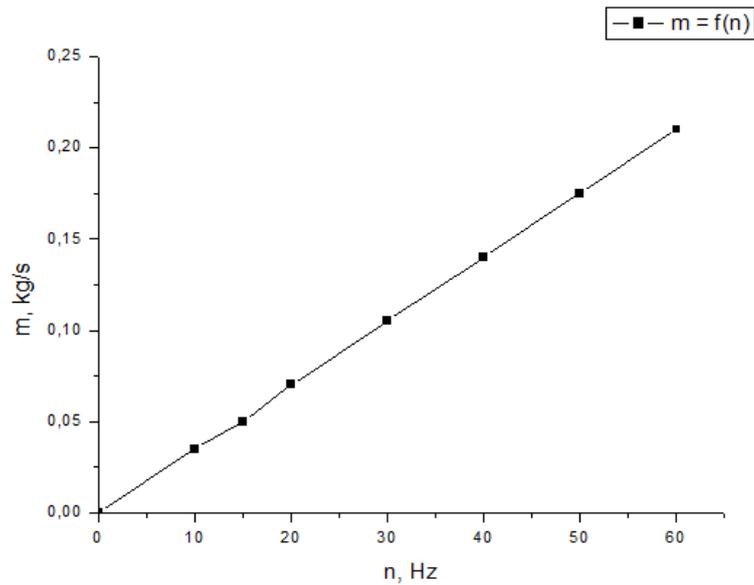


Рис. 7 Витратна характеристика лопаткового витратоміру

Іншу характеристику при іншому значенні частоти обертання насоса одержують аналогічно. Після зняття характеристик, за допомогою реостата зменшують частоту обертання насоса до мінімуму та вимикають електродвигун. Отримані експериментальні дані заносяться до таблиці 1.

Таблиця 1.

№	p_1 (Па)	p_2 (Па)	ω (1/с)	Q (м ³ /с)	H_T (Дж/кг)	η_T	U (В)	I (А)	N (Вт)
1			100 1/с						
2									
3									
1			200 1/с						
2									
3									
1			300 1/с						
2									
3									

Після отримання експериментальних даних створюються графіки напору, потужності та коефіцієнта корисної дії залежно від витрати Q , для випадків теоретичного та експериментального (дійсного) випадку.

Контрольні запитання:

1. Дати пояснення рівняння напору відцентрового лопаткового колеса
2. Які особливості рівняння Ейлера для відцентрового колеса насосу?
3. Дати пояснення ККД насосу і його складових
4. В чому відмінності дійсних та теоретичних характеристик відцентрового колеса?

Лабораторна робота № 2
**ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ПЕРЕВІРКА МЕТОДУ ПЕРЕРЕХУНУ
 ЕНЕРГЕТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСУ ЗА
 ТЕОРІЄЮ ПОДІБНОСТІ**

Метою роботи є вивчення основ теорії подібності відцентрових насосів та емпірична перевірка перерахунку витрати, тиску та потужності насоса з однієї частоти обертання на іншу.

ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ

Складний характер руху рідини в насосах вимагає широкого використання експериментальних даних та їх узагальнення. Часто доводиться вдаватися до моделювання або передачі даних з відомих зразків на новостворені насоси. Для цього необхідно встановити умови подібності, що впливають з них про закони подібності руху реальних в'язких рідин. Для подібності процесів у насосах необхідно встановити умови геометричної, кінематичної та динамічної подібності [6].

Геометрична подібність означає, що співвідношення подібних геометричних розмірів має бути постійним значенням для природи та моделі, наприклад:

$$\frac{D_2}{D_{2M}} = \frac{D_1}{D_{1M}} = \frac{b_1}{b_{1M}} = X .$$

Кінематична подібність означає подібність швидкісних трикутників природи і моделі (рис. 8)

$$\frac{C_2}{C_{2M}} = \frac{W_1}{W_{1M}} = \frac{U_1}{U_{1M}} = \frac{U_2}{U_{2M}} = Const .$$

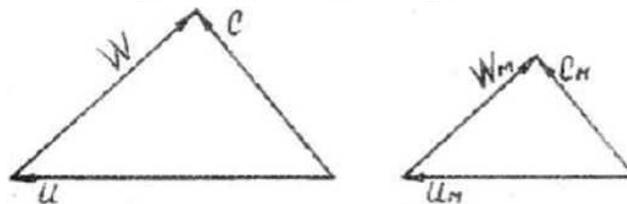


Рис. 8 Подібність трикутників швидкості

Динамічна подібність означає подібність сил (тертя, тиску), що виражається в сталості відповідних визначальних критеріїв Рейнольдса, Ейлера, Маха. Розглянемо випадки, коли кавітація відсутня або не впливає на тиск, швидкість потоку, потужність насоса, тоді подібність геометрично подібних насосів буде виражена за рівняннями в наступному вигляді критеріїв подібності:

критерій Ейлера: $E_u = \frac{2(p_2 - p_1)}{2w^2} ;$

критерій потужності: $\bar{N} = \frac{N}{\rho \omega^3 D_2^5} ;$

критерій відносного об'єму: $\bar{Q} = \frac{Q}{\omega D_2^3}$;

критерій Рейнольдса: $Re = \frac{\rho \omega D_2}{\mu}$; μ – в'язкість рідини;

критерій гідродинамічного гомохроності: $Ho = \tau \omega = \frac{\tau W}{D}$; τ - час,

де Ho — критерій гідродинамічного гомохроності, що характеризує швидкість зміни поля швидкостей рідини, що рухається в часі;

число Фруда, що визначає відношення сил інерції до сили тяжіння;

Eu - число Ейлера, що характеризує співвідношення між силами тиску і силами інерції;

Re — це критерій Рейнольдса, який є відношенням сил інерції до сил в'язкості та визначає характер потоку рідини. Критерії подібності Ho , Eu , Fr , Re використовуються при дослідженні гідромеханічної подібності двох або більше систем. Для будь-яких подібних точок вони мають однакове значення. Число гомохроності Ho характеризує подібність перебігу процесів у часі. Для стаціонарних процесів потреба в критеріях Ho відпадає [6].

Покажемо, наприклад, що витратний критерій Q є критерієм кінематичної подібності геометрично схожих насосів. Розглянемо поперечний переріз перед входом в колесо за відсутності завихрення потоку, якщо $C_1 = C_{1M}$, то:

якщо $Q = \pi D_1 b_1 C_1$ тоді:

$$\bar{Q} = \frac{Q}{\omega D_2^3} = \frac{\pi D_1 b_1 C_1}{2 D_2 D_2 \frac{\omega D_2}{2}} = \frac{\pi D_1 b_1 C_1}{2 D_2 b_2 U_2} ; \frac{\pi D_1 b_1 C_1}{2 D_2 b_2 U_2} = \frac{\pi D_{1M} b_{1M} C_{1M}}{2 D_{2M} b_{2M} U_{2M}} ;$$

$$\frac{C_1}{U_2} = \frac{C_{1M}}{U_{2M}} ; \frac{C_1}{C_{1M}} = \frac{U_2}{U_{2M}} [6].$$

Для таких режимів використання числа Ейлера, чисел потужності та споживання призводить до таких залежностей:

$$\bar{Q} = \bar{Q}_M ; \frac{Q}{\omega D_2^3} = \frac{Q_M}{\omega_M D_{2M}^3} ; Q = Q_M \frac{\omega D_2^3}{\omega_M D_{2M}^3} = Q_M \frac{\omega}{\omega_M} X^3 ;$$

$$\bar{H} = \bar{H}_M ; \frac{H}{U_2^2} = \frac{H_M}{U_{2M}^2} ; H = H_M \frac{U_2^2}{U_{2M}^2} = H_M \frac{\omega^2 r^2}{\omega_M^2 r_M^2} = H_M \left(\frac{\omega}{\omega_M} \right)^2 X^2 ;$$

$$\bar{N} = \bar{N}_M ; \frac{N}{\rho \omega^3 D_2^3} = \frac{N_M}{\rho \omega_M^3 D_{2M}^3}$$

$$N = N_M \frac{\omega^2 r^2}{\omega_M^2 r_M^2} = N_M \left(\frac{\rho}{\rho_M} \right) \left(\frac{\omega}{\omega_M} \right)^3 \left(\frac{D_2}{D_{2M}} \right)^5 = N_M \left(\frac{\rho}{\rho_M} \right) \left(\frac{\omega}{\omega_M} \right)^3 X^5 [6].$$

При дослідженні насосів його зазвичай випробовують на моделях натурних насосів. Це пов'язано з відносно невеликими розмірами насосів. Проте широко використовуються випробування на модельних рідинах, найчастіше на воді. У випадку атома перерахунок виконується за цими

рівняннями, приймається лише $X = 1$. З рівнянь видно, що в таких режимах зберігаються співвідношення:

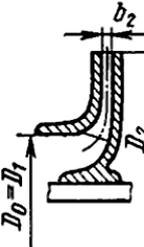
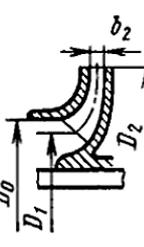
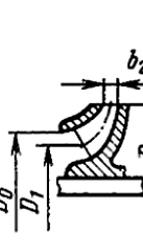
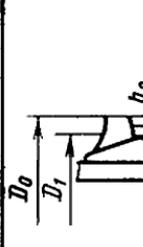
$$\frac{Q}{\omega} = const, \frac{H}{\omega^2} = const, \frac{N}{\omega^3} = const. \quad Q = Q_M \frac{\omega}{\omega_M}; \quad H = H_M \left(\frac{\omega}{\omega_M}\right)^2; \quad N = N_M \left(\frac{\omega}{\omega_M}\right)^3.$$

З безрозмірних комплексів H' і Q' виходить новий безрозмірний комплекс, який встановлює зв'язок між трьома основними параметрами, що характеризують роботу насоса:

$$n_s = 193,3 \frac{\omega \sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}}.$$

Комплекс n_s називається коефіцієнтом швидкохідності насоса. Для геометрично подібних насосів критерієм подібності є комплекс n_s . Використовуючи коефіцієнт швидкості, можна приблизно охарактеризувати геометричну форму меридіонального перерізу насосного колеса, як показано в таблиці 2.

Таблиця 2. [1, 2]

Колесо центробежного насоса			Колесо	
тихохідное	нормальное	высокохідное	диагонального насоса	осевого насоса
				
$n_s = 40 \dots 80$ $D_0/D_2 \approx 0,4$ $b_2/D_2 \approx 0,04$	$n_s = 81 \dots 140$ $D_0/D_2 \approx 0,5$ $b_2/D_2 \approx 0,8$	$n_s = 141 \dots 300$ $D_0/D_2 \approx 0,55 \dots 0,7$ $b_2/D_2 = 0,1 \dots 0,2$	$n_s = 301 \dots 600$ $D_0/D_2 \approx 0,8 \dots 0,9$ $b_2/D_2 = 0,2 \dots 0,4$	$n_s = 601 \dots 1800$ $D_0/D_2 \approx 1,2 \dots 1,6$ $h_2/D_2 = 0,2 \dots 0,5$

За даними, наведеними в таблиці, можна судити, як змінюється форма колеса зі збільшенням n_s .

МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТІВ

Експериментальне устаткування

Експериментальні дослідження проводяться на експериментальній установці, її схема представлена на рис. 9.

Прийняті позначення на рис. 9:

1 – бак з рідиною, 2 – вентиль, 3 – струменевий насос, 4 – відцентровий насос, 5 – електродвигун, 6 – датчик частоти обертання ротора насоса, 7 – магістраль, 8 – витратомір, 9 – манометр вхідного тиску, 10 – манометр вихідного тиску, 11 – манометр тиску перед струменевим насосом.

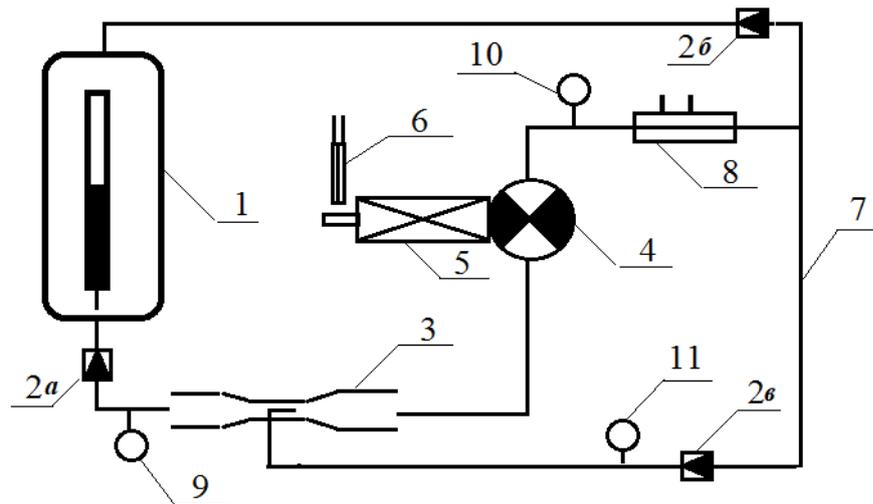


Рис. 9 Принципова схема експериментальної установки

Експериментальна установка працює наступним чином. Після заправки бака 1 рідиною – це дистильована вода, відкривається вентиль 2а. Рідина заповнює рідинний тракт до рівня дзеркала рідини у баку 1. Вентиль 2б відкритий, а 2в закритий. Манометр 9 показує тиск рідини на вході в насос p_1 , який складається з атмосферного тиску та тиску рівня від дзеркала рідини у баку до рівня входу в насос. Після подання електричної потужності на насос за допомогою блоку джерела потужності, реостатом встановлюється потрібна частота обертання ротора, яка отримується за допомогою датчика 6, який з'єднаний з частотомірним приладом. Манометр 10 показує тиск рідини після насосу p_2 . Витратомір 8 з'єднаний з частотомірним приладом, та показує частоту обертання ротору витратоміру, який має лопатевий тип. Після цього частина рідини направляєється по трубопроводу до вентиля 2в, а друга частина до вентиля 2б. Відкриваючи вентиль 2б збільшуємо витрату від 0 до її максимального значення при повному відкритті вентиля. Кожна зміна витрати потребує корекцію частоти обертання ротору насоса, яка повинна бути фіксованою для кожного виміру. В таблицю 3 заносяться показники тисків p_1 , p_2 , частоти обертання ротору насосу w , напруги U , сили струму I .

Методика проведення експериментів

Для отримання енергетичних характеристик $H=f(Q)$ бак заповнюється водою до позначки на мірній трубці. Після включення електродвигуна відцентрового насоса за допомогою випрямовувача встановлюють фіксовану частоту обертання ротору. При цьому вентиль 2б повинен бути повністю відкритий, що дає можливість отримати максимальну витрату насоса при сталому значенні частоти обертання ротору двигуна. Після фіксації необхідних експериментальних даних, частота обертання ротору збільшується на 50 1/с, за допомогою реостату. Характеристики отримують збільшенням частоти обертання ротору при максимальному значенні витрати.

Після цього частота обертання ротора встановлюється рівною 370 1/с. При цій сталій частоті обертання ротора насоса витрата насосу змінюється від 0 до максимального за допомогою вентиля 2б. Результати вимірювань тисків, частоти обертання ротора двигуна, частоти обертання витратоміра, напруги та струму наводяться в таблиці 4.

Таблиця 4.

№	p_1 (Па)	p_2 (Па)	ω (1/с)	Q (m^3/c)	H_T (Дж/кг)	η_T	U (В)	I (А)	N (Вт)
1									
2									
3									

Об'ємна витрата насоса визначається по даним масової витрати відцентрового насосу. Потім при відомих значеннях параметрів, що вимірювались в експерименті, проводиться розрахунок теоретичних та дійсних характеристик відцентрового насосу.

Після отримання характеристик при частоті обертання насосу при 370 1/с, проводиться перерахунок характеристик відцентрового насосу, а розрахункові дання наводяться у таблиці 5. Обробка результатів вимірювань на швидкості 450 1/с перераховується на швидкість модельного насоса, що дорівнює 700 1/с.

Таблиця 5.

№	p_1 (Па)	p_2 (Па)	ω (1/с)	Q (m^3/c)	H_T (Дж/кг)	η_T	N (Вт)
1			600 1/с				
2			600 1/с				
3			600 1/с				

Після проведення дослідів необхідно побудувати графіки залежності напору, потужності насоса та його коефіцієнта корисної дії від частоти обертання ротору насоса, для сталої частоти обертання ротора у 370 1/с, та для характеристик модельного насосу при частоті ротора у 600 1/с.

Контрольні запитання:

1. Дати визначення коефіцієнту швидкохідності насосу
2. Які критерії подібності використовуються в теорії лопаткових насосів?
3. В чому полягає зміст рівнянь перерахунку параметрів насосу з однієї частоти обертання на іншу?
4. Як впливає зміна густини рідини при перерахунку характеристик насосів?

Лабораторна робота № 3.
«НАПРНА ХАРАКТЕРИСТИКА ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСУ»

Мета роботи - ознайомлення з принципом роботи гідромашин, вивчення конструктивних особливостей насосів об'ємного типу та параметрів їх роботи, проведення випробувань шестеренного насоса і отримання його характеристик.

ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ

Основні поняття та визначення

Гідравлічними машинами називають машини, які передають рідини, що протікає через них, механічну енергію або отримують від рідини частину енергії і передають її виконуючому пристрою [7].

Об'ємною називають гідромашину, робочий процес якої заснований на попереминому заповненні робочої камери рідиною та її витіснення з робочої камери. Під робочою камерою об'ємної гідромашини розуміють обмежений простір всередині машини, що періодично змінює свій об'єм і поперемино сполучається з місцями входу та виходу рідини. Об'ємна гідромашина може мати одну або кілька робочих камер. В об'ємному насосі переміщення рідини здійснюється шляхом її витіснення з робочих камер витиснювачами, тобто робочими елементами насоса, які безпосередньо здійснюють роботу витіснення. Витиснювачами можуть бути поршні, плунжери, шестірні, гвинти, пластини і т.д.

За принципом дії об'ємні насоси поділяють на поршневі, та роторні. У поршневому (плунжерному) насосі рідина витісняється з нерухомих камер внаслідок зворотно-поступального руху поршнів, плунжерів або діафрагм. У роторному насосі рідина витісняється з робочих камер, що переміщуються, в результаті обертального або обертально-поступального руху шестерень, гвинтів, пластин, поршнів. Робота насоса характеризується його витратою, напором, потужністю що споживається, та коефіцієнтом корисної дії (ККД), а також частотою обертання. Витратою насоса Q називають величину, яка чисельно дорівнює частки маси рідини в одиницю часу до її густини:

$$Q = \dot{m} / \rho.$$

Напір H є різницею механічних енергій одиниці ваги рідини в перерізах потоку після насоса і перед ним, якщо положення рівнів однакове в обох перетинах:

$$H = \left(\frac{p_2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} \right) - \left(\frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} \right),$$

де:

H – напір насоса, Дж/кг;

p_2 – статичний тиск на виході з насоса, Н/м²;

p_1 – статичний тиск на вході в насос, Н/м²;

c_1 – швидкість рідини на вході в насос, м/с;

C_2 – швидкість рідини на виході з насоса, м/с.

Потужністю N називають енергію, що підводиться до насоса від двигуна за одиницю часу. Розрізняють потужність витрачену, або ту що споживається та корисну. Потужність, що споживається, можна визначити наступним чином:

$$N = U \cdot I .$$

Одиниця маси рідини, що пройшла через насос, набуває енергію в кількості H , за одиницю часу. Отже, енергія, придбана за одиницю часу рідиною, що пройшла через насос, або корисна потужність насоса, Вт:

$$N_K = \frac{mH}{\eta} = \frac{Q\rho H}{\eta} .$$

Потужність електродвигуна N більша за корисну потужність насоса N_K на значення втрат потужності в насосі. Ці втрати оцінюються за допомогою ККД насоса, який дорівнює відношенню корисної потужності насоса N_K до потужності двигуна N :

$$\eta = \frac{mH}{N} = \frac{Q\rho H}{N} = \frac{N_K}{N} .$$

Втрати потужності в насосі поділяють на об'ємні та гідромеханічні. Об'ємні втрати, зумовлені внутрішніми витоками рідини в насосі оцінюються за допомогою об'ємного ККД у вигляді:

$$\eta_{OB} = \frac{Q - Q_{вит}}{Q} = 1 - \frac{Q_{вит}}{Q}$$

Гідромеханічними втратами є втрати енергії на тертя при руху елементів у насосі що обертаються. Крім того, мають місце втрати енергії рідини, що витрачаються на подолання потоком гідравлічних опорів всередині насоса. Ці втрати оцінюються за допомогою гідравлічного та механічного ККД. Таким чином повний ККД насоса дорівнює:

$$\eta = \eta_{OB} \eta_{Г} \eta_{M} .$$

Величини, що характеризують робочий процес об'ємних насосів

Основним параметром, що визначає розмір об'ємного насоса є його робочий об'єм V_0 . Це об'єм рідини, який насос здатний перемістити з порожнини всмоктування до порожнини нагнітання за один оберт валу. Робочий об'єм насоса та частота його робочих циклів визначають ідеальну витрату. Ідеальна витрата Q_i об'ємного насоса в одиницю часу вираховується за відсутності витоків через зазори у вигляді:

$$Q_i = \frac{V_0 30\omega}{\pi} = V_i \frac{30\omega}{\pi} \text{ kA} ,$$

де ω – кутова швидкість обертання валу, 1/с;

V_i – об'єм кожної робочої камери за один цикл;

A – число робочих камер у насосі;

k – кратність дії насоса, тобто число подач з кожної камери за один оберт валу, як правило $k = 1$ [7].

Дійсна витрата менша за ідеальну внаслідок витоків через зазори з робочих камер у порожнині нагнітання. Частка дійсної витрати до ідеальної коефіцієнтом витрати:

$$\beta = \frac{Q_i - Q_{об}}{Q_i}$$

Повне збільшення енергії рідини в об'ємному насосі, якщо швидкості рідини на вході і на виході з нього будуть однакові визначається наступною залежністю:

$$H = \frac{p_2}{\rho} - \frac{p_1}{\rho} = \frac{p_2 - p_1}{\rho}$$

Робочий процес у шестеренному насосі

Шестеренні насоси відрізняються простотою конструкції, низькою вартістю, високою надійністю, малими габаритами та вагою. До недоліків відносяться: нерегульованість робочого об'єму; порівняно не великі витрати; досить високий рівень шумів. Робочими елементами у цьому насосі є дві циліндричні шестірні, що у знаходяться у зачепленні. Залежно від виду зачеплення шестеренні насоси розрізняються на насоси з зовнішнім та внутрішнім зачепленнями. Поширений тип шестеренного насоса із зовнішнім зачепленням (рис. 11) являє собою пару найчастіше однакових прямозубих циліндричних шестерень 1 з евольвентним профілем, що знаходяться в циліндричних порожнинах корпусу 2 насоса з малими зазорами.

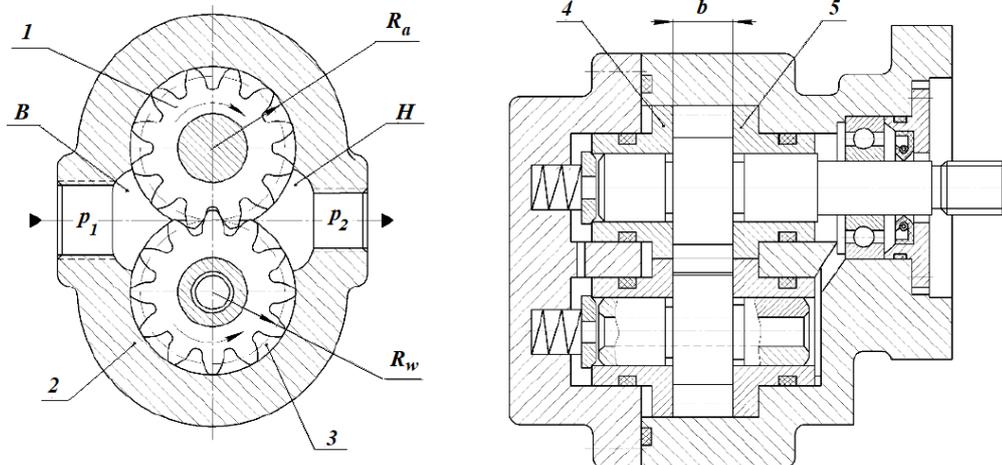


Рис. 11 Шестеренний насос [7]

Одна з шестерень, що знаходиться на приводному валу, є ведучою, а інша - веденою. Робочу камеру 3 утворюють поверхні зубів, корпусу 2 і бічних дисків 4, по обидва боки області зачеплення в корпусі є порожнини високого і низького тисків, з'єднані з трубопроводами по гілкам всмоктування та напірною, тиску в яких відповідно дорівнюють p_1 і p_2 [3, 7]. Перекачується з порожнини рідина заповнює западини між зубами і переноситься в порожнину Н. Внаслідок різниці тисків ($p_1 < p_2$) шестерні схильні до впливу радіальних сил, які істотно навантажують опори валів шестерень.

Це позначається на зношуванні підшипників. З метою зменшення витоків у багатьох конструкціях шестеренних насосів високого тиску передбачається гідравлічна компенсація торцевих проміжків, яка здійснюється підтиском дисків 4 [7].

Основні технічні параметри шестеренного насосу

Зубчасте зачеплення характеризується такими параметрами:

z – число зубів;

m – модуль зачеплення

b – ширина зуба;

R_w – радіус початкового кола;

R_a – радіус кола виступів зубів;

t_b – крок основним колом.

Робочий об'єм V_0 – ідеальний (без урахування витоків та стисливості рідини). Його визначають із геометричних співвідношень:

$$V_0 = 2\pi b \left(R_a^2 - R_w^2 - \frac{t_b}{12} \right) \quad [7].$$

Характеристика шестеренного насосу

Збільшення тиску рідини на у вихідному перетину шестеренного насосу що розвивається, залежить від величини гідравлічного опору магістралі за насосом і не залежить від об'ємної витрати. Цей висновок є справедливим тільки в теоретичному випадку, коли насос працює без витоків рідини крізь ущільнення і т. ін., $Q_{вит} = 0$. Коли виток рідини з проточної частини насосу мають значення відмінне від 0, то вони зменшують тиск, що розвиває насос. Таким чином, теоретична залежність напору від об'ємної витрати є пряма вертикальна лінія, а дійсні характеристики матимуть відхилення за об'ємною витратою та зменшення напору від положення ідеальної характеристики, як показано на рис.12.

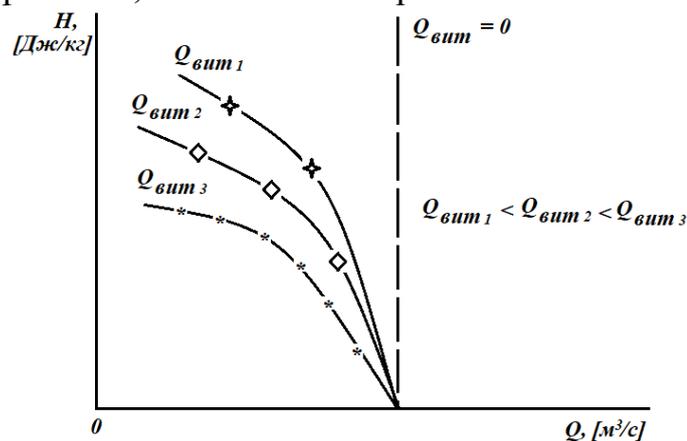


Рис. 12 Залежність напору шестеренного насосу від об'ємної витрати

МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТІВ

Експериментальне устаткування.

Експериментальні дослідження проводяться на експериментальній

установці, схема якої подана на рис. 13.

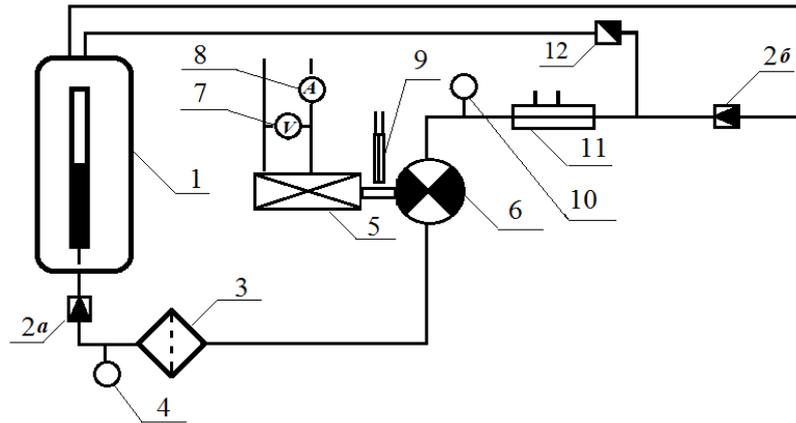


Рис. 13 Принципова схема експериментальної установки

Прийняті наступні позначення, що відповідають схемі рис. 13:

1 – бак з рідиною, 2а, 2б – вентиль, 3 – фільтр тонкої очистки, 4 – манометр; 5 – електричний двигун, 6 – шестеренний насос, 7 – вольтметр, 8 – амперметр, 9 – датчик вимірювання частоти обертання ротору двигуна, 10 – манометр, 11 – витратомір, 12 – запобіжний клапан.

Експериментальна установка працює наступним чином. Після заправки бака 1 рідиною – це мастило МС-10, відкривається вентиль 2а. Рідина заповнює рідинний тракт до рівня дзеркала рідини у баку 1. Вентиль 2б відкритий. Манометр 4 показує тиск рідини на вході в насос p_1 , який складається з атмосферного тиску та тиску рівня від дзеркала рідини у баку до рівня входу в насос. Після подання електричної потужності на насос за допомогою блоку джерела потужності, реостатом встановлюється потрібна частота обертання ротора, яка отримується за допомогою датчика 9, який з'єднаний з частотомірним приладом. Манометр 10 показує тиск рідини після насосу p_2 . Витратомір 11 з'єднаний з частотомірним приладом, та показує частоту обертання ротору витратоміру, який має лопатевий тип. Після цього частина рідини направляється по трубопроводу до вентиля 2б, а друга частина до магістралі з запобіжним клапаном 12, який є нормально закритий. Закриваючи вентиль 2б зменшуємо витрату до 0 кг/с з її максимального значення при повністю відкритому вентилі 2б. Кожна зміна витрати потребує корекцію частоти обертання ротору насоса, яка повинна бути фіксованою для кожного виміру. В таблицю 1 заносяться показники тисків p_1 , p_2 , частоти обертання ротору насосу w , напруги U , сили струму I .

По показникам частотоміру витратомірного пристрою визначається витрата крізь насос Q , напір насосу H , потужність що споживається N , а також ККД насосу.

Методика проведення експериментів.

Для отримання напорної характеристики $H=f(Q)$, після включення електродвигуна шестеренного насоса за допомогою випрямовувача встановлюють фіксовану частоту обертання ротору, потім, закриваючи вентиль збільшують витрату мастила до мінімально можливої величини.

Характеристики отримують зменшенням витрати до нуля, поступово закриваючи вентиль.

Між максимальною і нульовою витратою необхідно отримати 6-8 проміжних значень витрати мастила. Для кожної витрати записують такі параметри: тиск на вході в насос, тиск на виході з насоса за манометром, частоту обертання за показаннями приладу – частотоміра, а також значення витрати виходячи з частоти обертання ротору витратоміру.

Витрата визначається шляхом початкового тарування витратоміра шляхом проливок, після чого строється його витратна характеристика. Тоді, при відомому показанні частотоміра, даних частоти обертання ротора витратоміра, визначається витрата рідини. Графік визначення витрати рідини показаний на рис. 14.

Іншу характеристику при іншому значенні частоти обертання насоса одержують аналогічно. Після зняття характеристик, за допомогою реостата зменшують частоту обертання насоса до мінімуму та вимикають електродвигун. Отримані експериментальні дані заносяться до таблиці 6.

Таблиця 6.

№	p_1 (Па)	p_2 (Па)	ω (1/с)	Q (m^3/c)	H_T (Дж/кг)	η_T	U (В)	I (А)	N (Вт)
1			100 1/с						
2									
3									
1			200 1/с						
2									
3									
1			300 1/с						
2									
3									

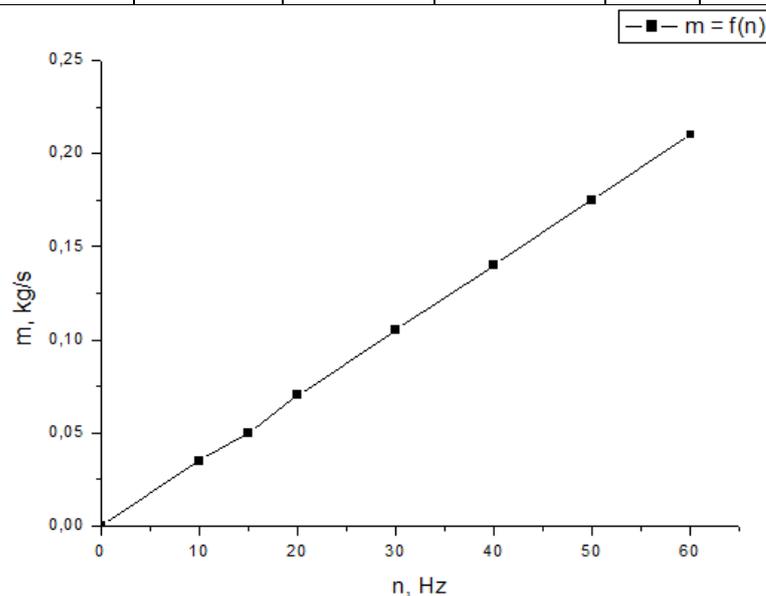


Рис. 14 Витратна характеристика лопаткового витратоміру

Після отримання експериментальних даних створюються графіки напору, потужності та коефіцієнта корисної дії залежно від витрати Q , для випадків теоретичного та експериментального (дійсного) випадку.

Контрольні запитання:

1. Який принцип роботи об'ємного насосу?
2. Як впливає кількість зубів колеса на теоретичну витрату насосу?
3. Які конструктивні особливості має шестиренний насос?
4. В чому полягає різниця теоретичної та дійсної характеристики шестиренного насосу?

Лабораторна робота № 4.

«ХАРАКТЕРИСТИКИ СТРУМІННОГО НАСОСУ»

Мета роботи - ознайомлення з принципом роботи рідинних струминних насосів, вивчення їх конструктивних особливостей та параметрів, що характеризують їх роботу, проведення експериментальних випробувань і отримання його напірної характеристики.

ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ

Струминний насосами (ежекторами) називається апарати, в яких відбувається змішування та обмін енергією двох потоків різних тисків з утворенням змішаного потоку з проміжним тиском. Струминні насоси застосовуються в двигунах як допоміжні, підкачуючі агрегати для відцентрових, або шнеко-відцентрових насосів. Вони встановлюються безпосередньо перед насосом, або в баку на вході у трубопровід постачання рідини. При використанні струминного насоса як бустерного агрегату, що підкачує, кавітаційний коефіцієнт системи постачання може досягати:

$$C_{СП} = 298 \frac{\omega \sqrt{Q}}{(\Delta h_{ЗРВ})^{0,75}} = 8000 \div 100000.$$

Відбір активної рідини проводиться після основного насоса так, як показано на рис. 15.

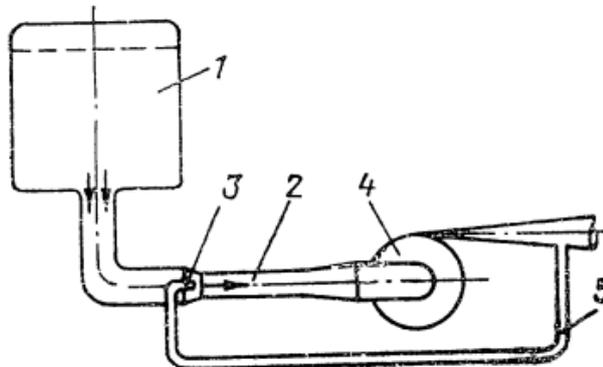


Рис. 15 Бустерний струминний насос у системі постачання:
 1-бак з компонентом палива; 2-бустерний струминний насос;
 3-сопло бустерного насоса; 4-основний насос; 5-магістраль підведення компонента високого тиску до сопла 3

Струминні насоси можуть бути виконані з одним активним соплом, багатосопловими – з багатьма активними соплами, та з кільцевим соплом. Застосування багатосоплових ежекторів з кільцевим соплом дозволяє зменшити довжину камери змішування та осьові габарити струминного насоса. На рис.16 зображено 3 види ежекторів.

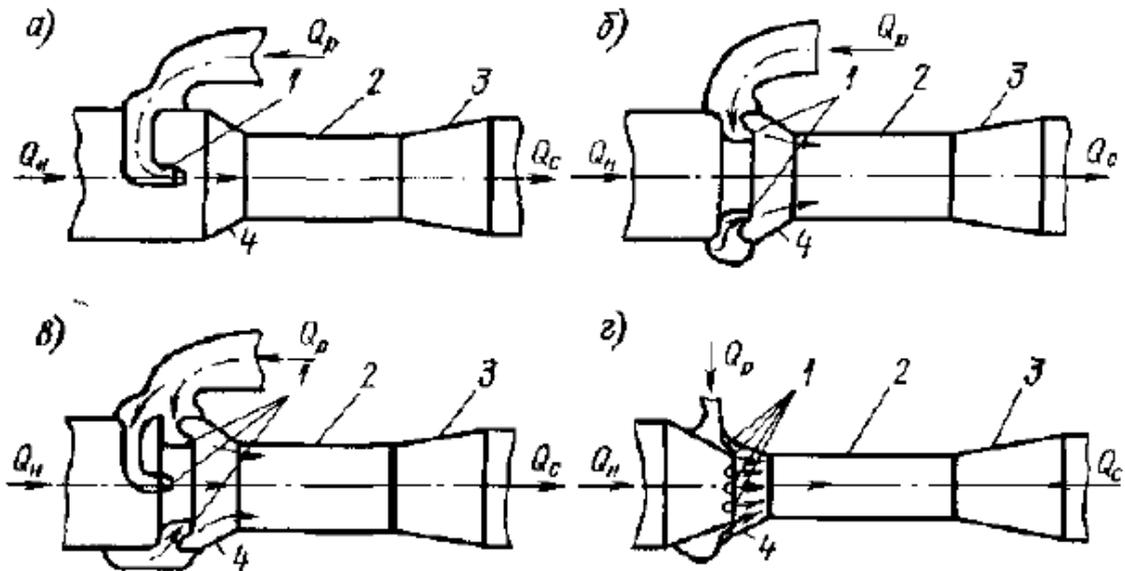


Рис. 16 Схеми односоплового та багатосоплового ежекторів [8]:
 а - з центральним соплом; б - з кільцевим соплом; в - з центральним та кільцевим соплами; г - багатосопловий;
 1 - сопло; 2 - камера змішування; 3 - дифузор; 4 - конфузор

Конструкція ежектору більш проста, ніж бустерного, лопаткового осьового переднаосу. Однак для отримання великого напору ежектора потрібна велика витрата активної рідини, тому ежектори слід застосовувати в тих випадках, коли потрібно напір менше $150 \div 200$ Дж/кг. Принципова схема та зміна тисків і швидкостей потоків струминного насоса показана на рис. 17. Ежектор складається з конфузору, циліндричної камери змішування, дифузора та сопла (або кількох сопел). Сопло призначене для підведення та перетворення енергії тиску активної рідини в кінетичну енергію потоку. З камері змішування в процесі турбулентного перемішування передача енергії від активної рідини до пасивної (основного потоку), що надходить на вхід у ежектор. При змішуванні активної та пасивної рідин тиск рідини, що ежектуються, зростає, а швидкість активного потоку зменшується. Дифузор призначений для перетворення кінетичної енергії активного потоку в потенційну енергію потоків що змішуються

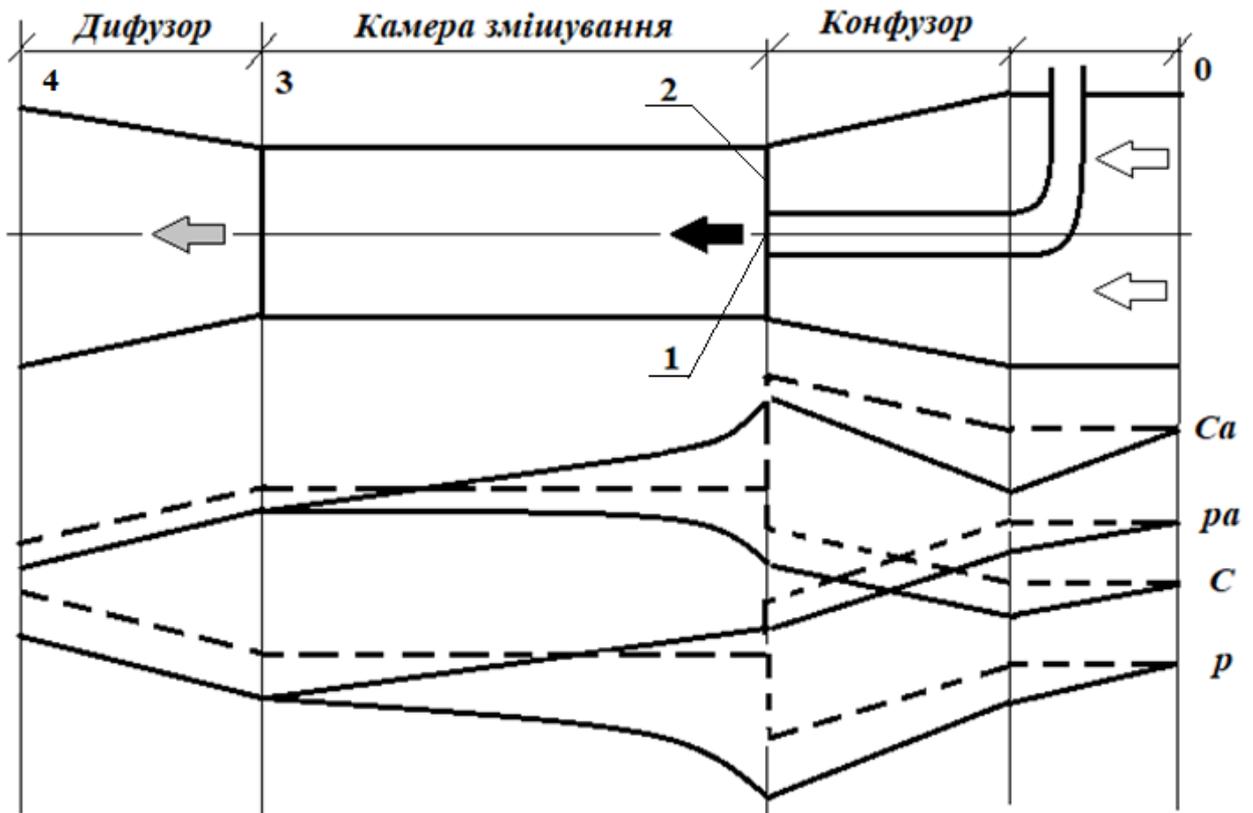


Рис. 17 Характер зміни параметрів у струминному насосі

Тиск на виході з ежектора повинен бути рівним тиску на вході в основний розрахунковий насос. Підвищення тиску потоку, що ежектуються, здійснюється без використання механічної енергії ззовні.

У відповідності до рис 17, прийняті наступні характерні перетини струминного насосу:

- 0 – перетин входу у насос;
- 1 – перетин входу до камери змішування активного потоку;
- 2 – перетин входу до камери змішування пасивного потоку;
- 3 – перетин виходу з камери змішування;
- 4 – перетин виходу з дифузору.

Основні рівняння, що використовуються

Рівняння збереження маси:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_1 + \dot{m}_2,$$

де: індекс а відповідає параметрам активного потоку рідини;

$$n = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} = \frac{Q_2 \rho_2}{Q_1 \rho_1} = \frac{Q_2}{Q_1},$$

де: n – коефіцієнт ежекції.

Рівняння збереження імпульсу:

$$\dot{m}_1 W_1 + \dot{m}_2 W_2 = (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) W_3,$$

$$W_1 + n W_2 = (1 + n) W_3,$$

$$W_3 = \frac{W_1 + nW_2}{(1+n)},$$

Рівняння збереження кінетичної енергії:

$$E_3 = \frac{\dot{m}_1 + \dot{m}_2}{2} W_3^2 = \frac{1}{2} \frac{(\dot{m}_1 W_1 + \dot{m}_2 W_2)^2}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2} = \frac{1}{2} \frac{(\dot{m}_1 W_1 + n\dot{m}_1 W_2)^2}{\dot{m}_1 (1+n)}.$$

Кінетична енергія суміші буде меншою за суму кінетичних енергій активного і пасивного потоку:

$$E_1 + E_2 = \frac{\dot{m}_1 W_1^2 + \dot{m}_2 W_2^2}{2} = \frac{\dot{m}_1 W_1^2 + \dot{m}_1 n W_2^2}{2} = \frac{\dot{m}_1 (W_1^2 + n W_2^2)}{2},$$

на величину:

$$\Delta E = E_1 + E_2 - E_3 = \frac{\dot{m}_1 \dot{m}_2}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2} \frac{W_1^2 + W_2^2}{2} = \frac{n \dot{m}_1^2}{\dot{m}_1 (1+n)} \frac{W_1^2 + W_2^2}{2}$$

Рівняння збереження повного імпульсу:

$$\dot{m}_1 W_1 + \dot{m}_2 W_2 + p_1 F_1 + p_2 F_2 = (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) W_3 + p_3 F_3.$$

Введемо позначення:

$$\alpha = \frac{F_1}{F_2}; \quad F_1 + F_2 = F_3 = F_1 \frac{\alpha + 1}{\alpha}.$$

Таким чином, тиск рідини на виході з камери змішування визначається:

$$(\dot{m}_1 W_1 + p_1 F_1) + (\dot{m}_2 W_2 + p_2 F_2) = (\dot{m}_3 W_3 + p_3 F_3),$$

$$(\dot{m}_1 W_1 + p_1 F_1) + \frac{\alpha n^2 \dot{m}_1^2}{\rho F_1} + \frac{p_2 F_1}{\alpha} = (\dot{m}_1 + n \dot{m}_1) \frac{\left(W_1 + \frac{\alpha n^2 \dot{m}_1^2}{\rho F_1} \right)}{1+n} + p_3 F_1 \left(1 + \frac{1}{\alpha} \right),$$

$$p_3 = \frac{\left(\alpha \dot{m}_1 \left[W_1 (1 + \alpha n^2) - (n+1) \left(W_1 \left(1 + \frac{\alpha n^2}{n+1} \right) \right) \right] + \alpha p_1 F_1 + p_2 F_1 \right)}{F_1 (1 + \alpha)}.$$

Тиск рідини на виході з струминного насосу буде визначатись площиною перетину кінцевого дифузору F_4 , яка є визначальною для досягнення потрібної швидкості рідини на виході з насосу, тому:

$$p_4 = \frac{(\dot{m}_1 + n \dot{m}_1) \left[W_1 \left(1 + \frac{\alpha n^2}{n+1} \right) - \frac{(\dot{m}_1 + n \dot{m}_1)}{\rho F_4} \right] + p_3 F_1 \frac{\alpha + 1}{\alpha}}{F_4}.$$

МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТІВ

Експериментальне устаткування

Експериментальні дослідження проводяться на експериментальній установці, її схема представлена на рис. 19.

Прийняті позначення на рис. 18:

1 – бак з рідиною, 2 – вентиль, 3 – струменевий насос, 4 – відцентровий насос, 5 – електродвигун, 6 – датчик частоти обертання ротора насоса, 7 – магістраль, 8 – витратомір, 9 – манометр вхідного тиску, 10 – манометр

вихідного тиску, 11 – манометр тиску перед струменевим насосом.

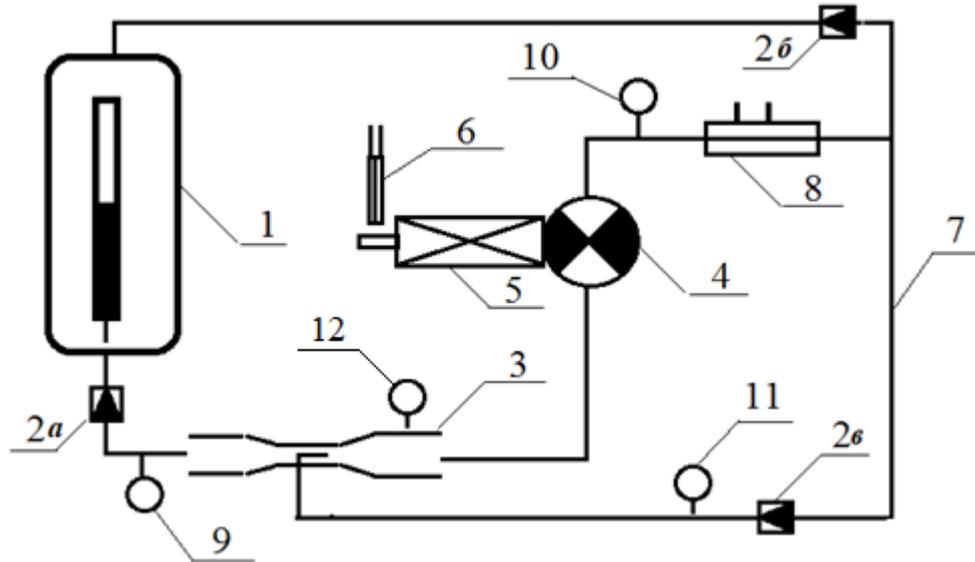


Рис. 18 Принципова схема експериментальної установки

Експериментальна установка працює наступним чином. Після заправки бака 1 рідиною – це дистильована вода, відкривається вентиль 2а. Рідина заповнює рідинний тракт до рівня дзеркала рідини у баку 1. Вентиль 2б відкритий, а 2в закритий. Манометр 9 показує тиск рідини на вході в насос, який складається з атмосферного тиску та тиску рівня від дзеркала рідини у баку до рівня входу в насос. Після подання електричної потужності на насос за допомогою блоку джерела потужності, реостатом встановлюється потрібна частота обертання ротора, яка отримується за допомогою датчика 6, який з'єднаний з частотомірним приладом. Манометр 10 показує тиск рідини після відцентрового насосу p_2 . Манометр 11 показує тиск рідини гілки струменевого насосу активного струменя p_1 . Манометр 12 показує тиск рідини після струменевого насосу p_4 . Витратомір 8 з'єднаний з частотомірним приладом, та показує частоту обертання ротору витратоміру, який має лопатевий тип. Після цього частина рідини направляється по трубопроводу до вентилля 2в, а друга частина до вентилля 2б. Відкриваючи вентиль 2б збільшуємо витрату від 0 до її максимального значення при повному відкритті вентилля. Кожна зміна витрати потребує корекцію частоти обертання ротору насоса, яка повинна бути фіксованою для кожного виміру. В таблицю 3 заносяться показники тисків p_1, p_2, p_4 , частоти обертання ротору насосу w , напруги U , сили струму I .

Методика проведення експериментів

Для отримання енергетичних характеристик $H=f(Q)$ бак заповнюється водою до позначки на мірній трубці. Після включення електродвигуна відцентрового насоса за допомогою випрямовувача встановлюють фіксовану частоту обертання ротору. При цьому вентиль 2б повинен бути повністю відкритий, що дає можливість отримати максимальну витрату насоса при сталому значенні частоти обертання ротору двигуна. Після фіксації

необхідних експериментальних даних, частота обертання ротору збільшується на 50 1/с, за допомогою реостату. Характеристики отримують збільшенням частоти обертання ротору при максимальному значенні витрати. Між максимальною і мінімальною частотою обертання необхідно отримати 6-8 проміжних значень. Для кожної частоти обертання записують такі параметри: тиск на вході в насос, тиск на виході з насоса за манометром, частоту обертання за показаннями приладу – частотоміра, а також значення витрати по показнику обертання ротору витратоміру.

Витрата визначається шляхом початкової тарування витратоміра шляхом пролинок, після чого строється його витратна характеристика. Тоді, при відомому показанні частотоміра, даних частоти обертання ротора витратоміра, визначається витрата рідини. Графік визначення витрати рідини показаний на рис. 19.

По показникам частотоміру витратомірного пристрою визначається витрата крізь насос Q , напір насосу H , потужність що споживається N , а також ККД насосу. На установці проводяться експерименти для отримання характеристик відцентрового насоса. Вимірювання витрати води, тиску, швидкості насоса, таке ж, як і при знятті енергетичних характеристик відцентрового насоса. Після запуску насоса частота обертання ротора змінюється від 0 до 400 1/с, а вентиль регулювання витрати 2б повинен бути в повністю відкритому положенні. Вентиль 2а залишається відкритим до закінчення експерименту, зміна режиму роботи насоса здійснюється зміною частоти обертання ротора насоса.

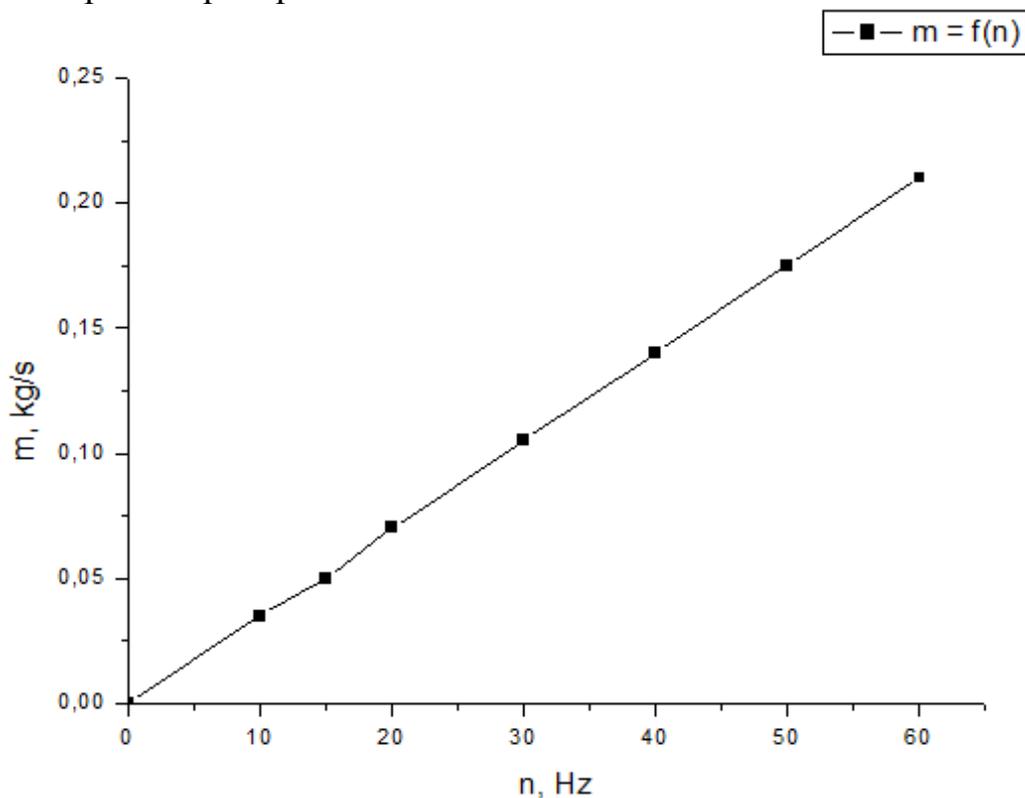


Рис 19 Витратна характеристика лопаткового витратоміру

Експериментальні данні визначаються при частотах обертання

відцентрового насосу, які дорівнюють 100, 200, 300, 400 1/с. Для визначених частот обертання відцентрового насосу вимірюються відповідні тиски, частоти обертання насоса, частоти обертання витратомірів, напруги і струми, які вносяться до таблиці 7.

Таблиця 7.

№	p_1 (Па)	p_2 (Па)	p_4 (Па)	ω (1/с)	Q (м ³ /с)	H_T (Дж/кг)	U (В)	I (А)	N (Вт)
1									
2									
3									
4									
5									
6									
7									

Об'ємна витрата насоса визначається по даним масової витрати відцентрового насосу. Потім при відомих значеннях параметрів, що вимірювались в експерименті, проводиться розрахунок теоретичних та дійсних характеристик струменевого насосу.

Після проведення дослідів необхідно побудувати графіки залежності напору насосу від масової або об'ємної витрати рідини.

Контрольні запитання:

1. Який принцип роботи струминного насосу?
2. В чому полягає базова система рівнянь збереження стосовно струминного насосу?
3. Як змінюються параметри рідини вздовж проточної частини струминного насосу?
4. Дати пояснення отриманої характеристики струминного насосу.

Лабораторна робота № 5.

«КАВІТАЦІЙНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСЬОВОГО НАСОСУ»

Мета роботи – вивчення основні співвідношення, які характеризують кавітаційні режими роботи осьових насосів, проведення експериментальних випробувань і отримання його кавітаційні характеристики.

ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ

Кавітація - це процес порушення суцільності потоку рідини в зоні зниженого тиску, що полягає в утворенні порожнин, наповнених парою і газом, що виділилися з рідині.

В області знижених тисків виникають напруги, що розтягують, які призводять до розриву рідини. Утворюються порожнини - кавітаційні каверни, які заповнюються парами рідини і газами, що виділяються з рідини.

Якщо в рідині немає розчинених газів, то має місце парова кавітація і в цьому випадку зростання міхура відбувається за рахунок випаровування рідини в пляшечку. Якщо в рідині багато розчиненого газу, то зростання бульбашки відбувається в основному за рахунок виділення розчиненого газу в пляшечку (десорбція газу). Найчастіше буває місце паро-газова кавітація. Виникнення кавітації призводить до двох основних негативних наслідків для насосів:

- до зриву режиму роботи машини, тобто. до різкого зниження параметрів напору, витрати і ККД;
- до ерозійного руйнування робочого колеса та корпусу при тривалій роботі на кавітаційному режимі.

Ерозійне руйнування має місце лише за парової кавітації, тому що при конденсації пари відбувається миттєве зхлопування каверни, що викликає місцевий, кумулятивний гідравлічний удар. Ці удари поступово призводять до руйнування матеріалу стін каналів, як показано на рис. 20-22. У насосах РРД внаслідок малого часу роботи руйнування матеріалу не відбувається і негативним наслідком кавітації є лише зрив режиму роботи.

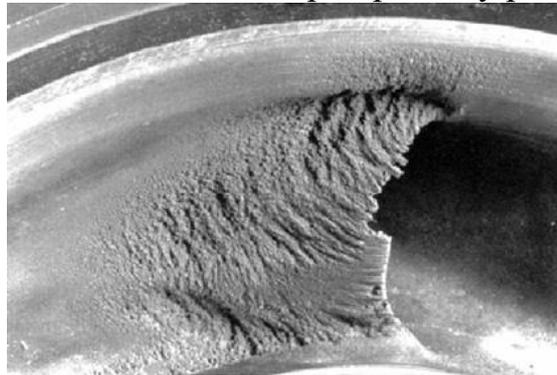
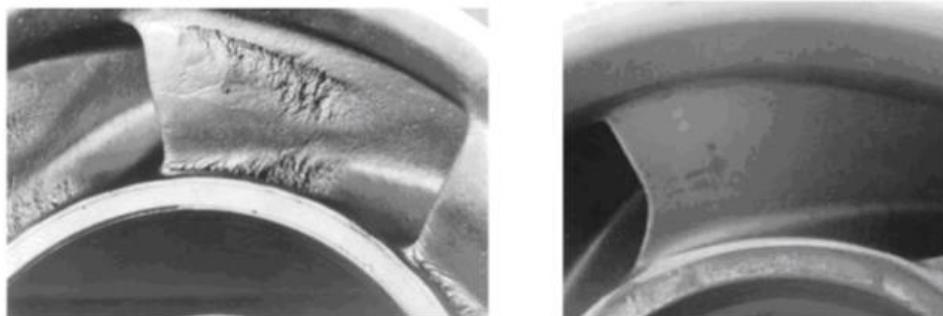


Рис. 20 Кавітаційна ерозія лопатевого апарату насосу



а

б

*Рис. 21 Лопатка робочого колеса насоса виготовленого з сплаву 12Х18С4
а - картина кавітаційної ерозії на боці розрядження лопаті через 18 місяців роботи;*

б - лопатка у формі одностороннього клину з увігнутою вхідний крайкою через 42 місяці роботи при позитивних кутах атаки

Стійкість насоса до виникнення кавітації добре характеризується зривною характеристикою кавітації. Кавітаційною характеристикою

називається залежність напору насоса від тиску на вході при постійній витраті та постійній частоті обертання. Такі властивості знімаються на випробувальних стендах. Типові характеристики наведено на рис. 23.

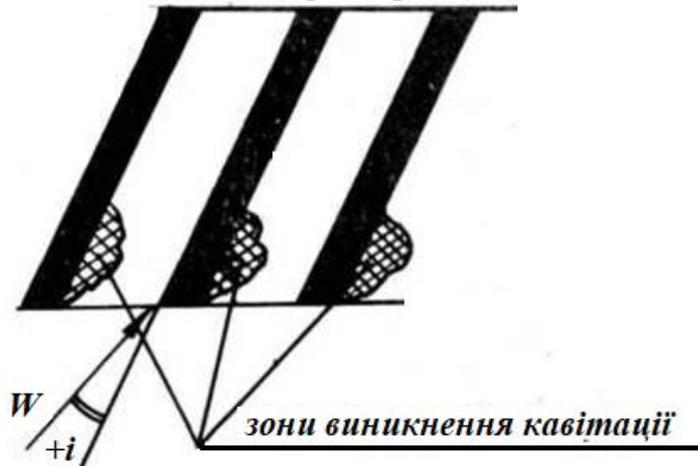


Рис. 22 Области виникнення кавітаційних зон в шнеку [6]

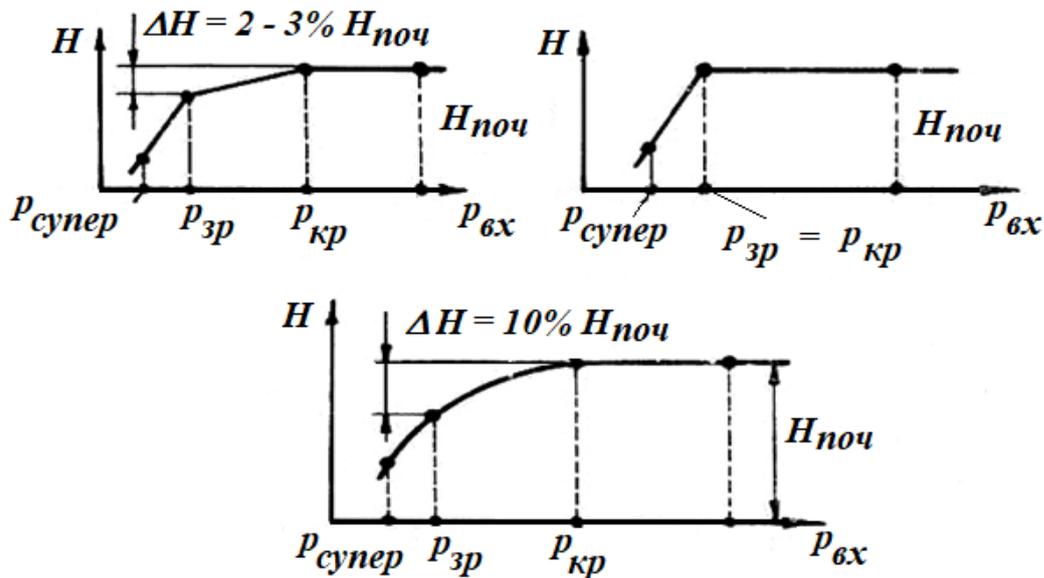


Рис. 23 Типові зривні кавітаційні характеристики [6]:

- а – для шнековідцентрового насоса;
- б – для відцентрового насоса;
- в – для осьового насоса.

Надалі з характеристиками розрізнятимемо чотири режими насоса за тиском на вході:

- режим початку кавітації, йому відповідає прихована кавітація, яка ще не позначається на параметрах насоса H і Q ;
- Режим $P_{кр}$, при якому помітний злам лінії названий критичним режимом;
- режим $P_{ср}$, у якому спостерігається зрив режиму насоса (тобто. різке зменшення H , Q , η), - зривний режим. Це спостерігається при перекритті зоною кавітації міжлопаткових каналів. Зазвичай вважається, що якщо напір

зменшився ΔH на 2 - 3% для основних насосів і до 10% для бустерних, то відбудеться зрив режиму роботи насосів;

- Суперкавітаційний режим $P_{\text{суперкав}}$ характеризується тим, що кавітаційна каверна, маючи довжину, що перевищує довжину лопатки, відривається від лопаток.

ОСНОВНІ СПІВДІЛЕННЯ, ЩО ХАРАКТЕРИЗУЮТЬ КАВІТАЦІЙНІ РЕЖИМИ НАСОСУ

Запишемо основні співвідношення, що характеризують кавітаційні режими насоса. Ці співвідношення носять загальний характер як осьового, так відцентрового насосів. У відповідності до [6], залежності визначаються в наступний спосіб.

$$P_{\text{MIN}} + \rho \frac{W_{\text{MAX}}^2}{2} = P_1 + \rho \frac{W_1^2}{2},$$

або

$$\frac{P_1 - P_{\text{MIN}}}{\rho} = -\frac{W_1^2}{2} = \frac{W_1^2}{2} \left(\frac{W_{\text{MAX}}^2}{W_1^2} - 1 \right).$$

Використаємо рівняння енергії у відносному русі для двох перерізів: один переріз 1 – 1 безпосередньо перед входом у колесо, інший – в області мінімального тиску мін – мін (рис. 24). Вираз у квадратних дужках позначається і називається коефіцієнтом профільного розрідження

$$\lambda_{\text{PA3}} = \left(\frac{W_{\text{MAX}}^2}{W_1^2} - 1 \right).$$

Тоді

$$P_1 - P_{\text{MIN}} = \lambda_{\text{PA3}} \rho \frac{W_1^2}{2}.$$

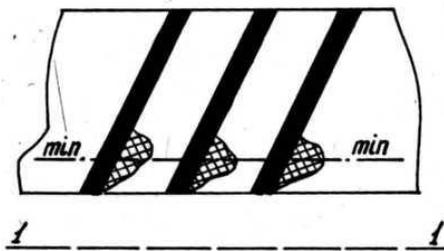


Рис. 24. Розрахункові перетини в шнеку [6]

Розглянемо 1-й режим роботи насоса, коли тиск на вході в насос дорівнює $P_{\text{кав}}$ (рис. 23 а). При початку кавітації тиск у перерізі мін – мін дорівнює P_s – тиску насичених парів рідини $P_{\text{мін}} = P_s$, а в перерізі 1 – 1 $P_1 = P_{\text{кав}}$. Тоді рівняння енергії запишеться

$$P_{\text{КАВ}} = \lambda_{\text{КАВ}} \cdot \rho \cdot \frac{W_1^2}{2} + P_s$$

де $\lambda_{\text{кав}}$ – значення $\lambda_{\text{разр}}$ при кавітації, що почалась.

$$\frac{P_{1КАВ} - P_S}{\rho \frac{W_1^2}{2}} = \frac{\Delta P_{1КАВ}}{\rho \frac{W_1^2}{2}} = \lambda_{1КАВ} \cdot$$

Величину $\lambda_{1КАВ}$ назвемо коефіцієнтом кавітації чи числом кавітації. Практично при випробуванні насосів може бути визначений тиск не перед лопатками P_1 , а на вході в насос $P_{ВХ}$. При $P_{ВХ} = P_{КАВ}$ рівняння матиме вигляд:

$$P_{КАВ} = P_{1КАВ} + \Delta P_{ДОП},$$

де: $\Delta P_{ДОП}$ - додаткове зменшення тиску рідини в перетинах від вхідного вх - вх до перетину 1-1.

$\Delta P_{ДОП}$ складається з гідравлічних втрат, зменшення тиску внаслідок конфузорності каналу (вхід у насос робиться завжди конфузорним), з втрат від наявності нерівномірного поля абсолютних швидкостей на вхідних крайках лопаток:

$$\Delta P_{ДОП} = \xi \rho \frac{C_{ВХ}^2}{2} + \left[\left(\frac{F_{ВХ}}{F_1} \right)^2 - 1 \right] \rho \frac{C_{ВХ}^2}{2} + (m-1) \rho \frac{C_{ВХ}^2}{2}$$

де: ξ - коефіцієнт спротиву входу в насос ;

$F_1, F_{ВХ}$ – площі перетинів 1-1 та на вході;

m - коефіцієнт нерівномірності абсолютної швидкості рідини на вході;

$$m = \frac{C_{ВХМАХ}}{C_{ВХ}}$$

Таким чином, рівняння можна записати у вигляді:

$$P_{КАВ} = \lambda_{1КАВ} \rho \frac{W_1^2}{2} + \Delta P_{ДОП} + P_S = \lambda_{1КАВ} \rho \frac{W_1^2}{2} + P_S,$$

де: $\lambda_{КАВ}$ – емпіричний коефіцієнт, який враховує не тільки зменшення тиску при обтіканні лопаток, але і характер течії рідини від перетину входу в насос до крайок лопаток:

$$\frac{P_{1КАВ} - P_S}{\rho \frac{W_1^2}{2}} = \frac{\Delta P_{1КАВ}}{\rho \frac{W_1^2}{2}} = \lambda_{1КАВ} \cdot$$

Умова безкавітаційної роботи насоса запишеться в вигляді:

$$P_{ВХ} > P_{КАВ} \cdot$$

Для критичного режиму роботи рівняння будуть відповідно мати наступний вигляд:

$$P_{1КР} = \lambda_{1КР} \cdot \rho \cdot \frac{W_1^2}{2} + P_S,$$

$$\lambda_{1КР} = \frac{P_{1КР} - P_S}{\rho \frac{W_1^2}{2}} = \frac{\Delta P_{1КР}}{\rho \frac{W_1^2}{2}},$$

$$P_{КР} = \lambda_{КР} \cdot \rho \cdot \frac{W_1^2}{2} + P_S,$$

$$\lambda_{KP} = \frac{P_{KP} - P_S}{\rho \frac{W_1^2}{2}} = \frac{\Delta P_{KP}}{\rho \frac{W_1^2}{2}}.$$

Умови роботи насоса без зриву режиму роботи:

$$P_{KP} < P_{BX}.$$

Для зривного режиму роботи насоса аналогічно матимуть місце наступні рівняння:

$$P_{1CP} = \lambda_{1CP} \cdot \rho \cdot \frac{W_1^2}{2} + P_S,$$

$$\lambda_{1CP} = \frac{P_{1CP} - P_S}{\rho \frac{W_1^2}{2}} = \frac{\Delta P_{1CP}}{\rho \frac{W_1^2}{2}},$$

$$P_{CP} = \lambda_{CP} \cdot \rho \cdot \frac{W_1^2}{2} + P_S,$$

$$\lambda_{CP} = \frac{P_{CP} - P_S}{\rho \frac{W_1^2}{2}} = \frac{\Delta P_{CP}}{\rho \frac{W_1^2}{2}}.$$

Умови роботи насоса без зриву режиму роботи:

$$P_{CP} < P_{BX}.$$

Для суперкавітаційного режиму матимуть місце наступні рівняння;

$$P_{1CSUPER} = \lambda_{1CSUPER} \cdot \rho \cdot \frac{W_1^2}{2} + P_S,$$

$$\lambda_{1CSUPER} = \frac{P_{1CSUPER} - P_S}{\rho \frac{W_1^2}{2}} = \frac{\Delta P_{1CSUPER}}{\rho \frac{W_1^2}{2}},$$

$$P_{CSUPER} = \lambda_{CSUPER} \cdot \rho \cdot \frac{W_1^2}{2} + P_S,$$

$$\lambda_{CSUPER} = \frac{P_{CSUPER} - P_S}{\rho \frac{W_1^2}{2}} = \frac{\Delta P_{CSUPER}}{\rho \frac{W_1^2}{2}}.$$

Умова роботи насоса без суперкавітаційного режиму:

$$P_{CSUPER} < P_{BX}.$$

Розглядаючи рівняння, легко помітити, що коефіцієнти $\lambda_{1кав}$, $\lambda_{1кр}$, $\lambda_{1зр}$, $\lambda_{1супер}$ характеризують роботу колеса насоса, а коефіцієнти $\lambda_{кав}$, $\lambda_{кр}$, $\lambda_{зр}$, $\lambda_{супер}$ - роботу насоса в цілому.

Режим роботи насоса, що відповідає $P_{кав}$, називається ще першим критичним режимом, відповідний $P_{зр}$ - другим критичним режимом. Для різних насосів допускається той чи інший режим роботи. Так, наприклад, великих насосів електростанцій кавітація взагалі допускається внаслідок тривалої роботи, тобто, $P_{вх} > P_{кав}$. Для насосів двигунів внаслідок малого

часу роботи кавітація допускається, проте не допускається зміна основних параметрів насоса, тобто:

$$P_{вх} > P_{зр}.$$

Для оцінки антикавітаційних якостей насосів ЖРД найбільше значення має величина $\lambda_{зр}$. Для відцентрових насосів двигунів величина $\lambda_{зр} = 0,1 - 0,3$, а для шнековідцентрових насосів - $\lambda_{зр} = 0,02 - 0,05$. У зв'язку з цим кавітаційний зрив шнековідцентрового насоса настане при значно меншому тиску на вході, ніж зрив відцентрового насоса. Це і визначило широке застосування в двигунах шнеко-відцентрових насосів.

НАСОСНИЙ АГРЕГАТ ЩО ВИПРОБОВУЄТЬСЯ

Схема шнекового насоса постійного кроку наведено на рис. 25.

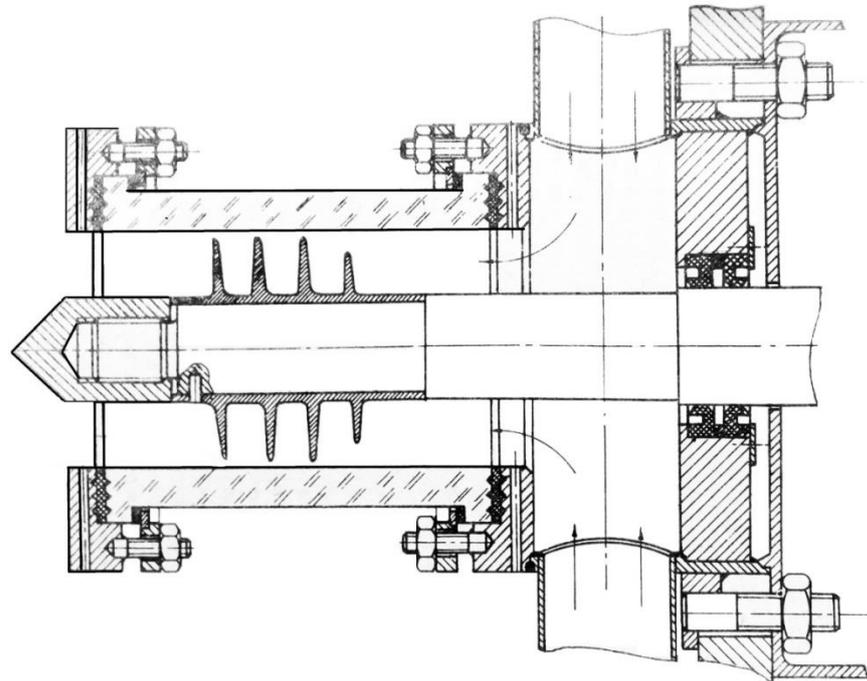


Рис. 25 Схема лабораторної установки осьового насосного агрегату [6]

Осьовий насос із зовнішнім діаметром 56 мм поміщений у прозорий корпус. Вал шнека напресований на вал двигуна і має 2 статичні контактні ущільнення на діаметрі 26 мм. Вимірювання статичного тиску на вході та на виході їх шнека здійснюється у двох діаметрально розташованих точках на однаковому діаметрі 59 мм. Прозорий корпус ущільнений між двома фланцями вакуумною гумою та дозволяє спостерігати візуально за допомогою стробоскопічного тахометра розвиток кавітації та визначати частоту обертання шнека.

МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТУ

Кавітаційна характеристика осьового насосу $H=f(p_{вх})$ знімається при $n = 6000$ об/хв і двох значеннях масової витрати: меншої і більшої. Значення витрати встановлюються за вказівкою викладача. Для отримання характеристик бак 1 заправляється водою до мітки на мірному склі 40. Після

включення електродвигуна шнека встановлюють за допомогою випрямляча оберти шнека $n = 6000$ об/хв, для цього стработахометр попередньо налаштовується на ці ж оберти. Після досягнення «уявної зупинки» обертання шнека, при якій частота обертання шнека дорівнює частоті миготіння ртутної лампи, вважається, що дана частота обертання досягнута. Далі встановлюється витрата води відкриттям вентиля в32 і проводиться наддув бака 1 повітрям через редуктор РД29. Коли відкриваємо в30 і в28. величина наддуву дорівнює 1 атмосфері і контролюється по мановакууметру МВ8.

Зниження тиску на вході в шнек при знятті кавітаційної характеристики здійснюється відкриттям дренажного вентиля в26 або відкриттям вакуумного вентиля в24 при включеному вакуумному насосі 10. При кожному вимірюванні записується тиск на вході в шнековий насос по мановакууметру мв8 та тиск після шнека по мановакууметру мв9, витрата води та обороти шнека при цьому підкреслюються постійними до моменту настання зриву роботи нас

осу. Аналогічно отримують характеристику для іншого значення витрати води, після проведення експерименту зменшують обороти шнека до мінімуму і вимикають електродвигун. Для визначення витрати води у дм³/с використовують графік рис. 26.

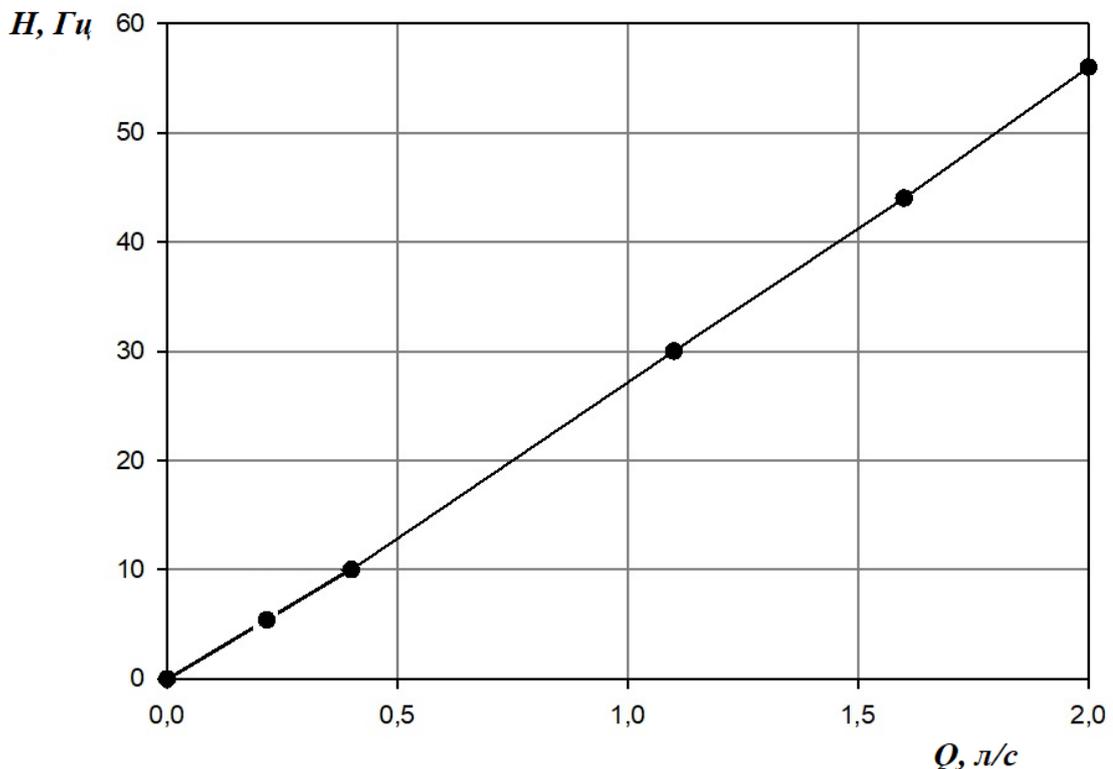


Рис. 26 Залежність частоти обертання від об'ємної витрати

ОБРОБКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДАНИХ

Експериментальні дання заносяться до таблиці 8.

Таблиця 8.

n , об/хв	Масова витара m , кг\с		$P_{вх}$, Па	$P_{вих}$, Па	Напір H , Дж/кг
6000					

Після обробки даних отримується графічна залежність $H = f(p_{вх})$.

Контрольні запитання:

1. Що називається кавітацією насоса?
2. Які бувають режими кавітаційної роботи насосу?
3. Які умови безкавітаційної роботи насоса?
4. В чому провляється явище кавітації в насосному агрегаті?

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Овсянников Б.В., Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. /Б.В. Овсянников, Б.И. Боровский/ – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1971. – 540 с.: ил.
2. Овсянников Б.В., Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. /Б.В. Овсянников, Б.И. Боровский/ – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1986. -376 с.: ил.
3. Овсянников Б.В. Теория и расчет насосов жидкостных ракетных двигателей. /Б.В. Овсянников, – М. :, Оборонгиз, 1960.
4. Конструкция и проектирование жидкостных ракетных двигателей: учеб. для студентов вузов по спец. «Авиационные двигатели и энергетические установки» / Г.Г. Гахун, В.П. Баулин, В.Л. Володин и др.; под общ. ред. Г.Г. Гахуна – М. : Машиностроение, 1989. - 424 с.: ил.
5. Овсянников Б.В., Высокооборотные лопаточные насосы. /Б.В. Овсянников, Б.И. Боровский/ – М. : Машиностроение, 1975. - 336 с.
6. Дронов Ю.В. Системы подачи рабочих тел: / Ю.В. Дронов. Учебное пособие. – Днепропетровск: ДГУ, 1985. – 88 с.
7. Кузнецов В.С. Испытания шестеренного насоса : метод, указания к выполнению лабораторной работы по дисциплине «Механика жидкости и газа» / В.С. Кузнецов, А.С. Шабловский, В.В. Яроц ; под ред. Б.П. Борисова. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014.—18, [2] с.: ил. ISBN 978-5-7038-3865-5
8. Лямаев Б.Ф. Гидроструйные насосы и установки./ Б.Ф Лямаев. – Л.: Машиностроение, 1988. 256 с., ил,