

**Конструювання насосних установок з застосуванням ежекційних насосів.
Основи конструювання струминних насосів****Constructing of pumpings options is with the use of ezhekciynikh of pumps.
Bases of constructing of stream pumps**

У пропонуваніх статтях розглядаються принципи і методики конструювання і проектування ежекційних насосів різного типу і призначення.

Ключові слова: гідравлічні характеристики, сопла, насадки, камера змішування

Principles and methods of constructing and planning of ejector pumps of different type and setting are examined in the offered articles.

Keywords: hydraulic descriptions, snuffed, attachments, chamber of mixing

Загальні положення. Під час конструювання гідроструминного насоса важливо не тільки точно розрахувати його гідравлічні характеристики, але і вірно призначити основні геометричні форми і розміри. Для того щоб розрахункові характеристики співпали з дійсними, геометричні форми і розміри окремих частин насоса повинні задовольняти окремим вимогам.

Внаслідок використання розрахункових рівнянь чи нормальних і окремих (кавітаційних) характеристик визначається тільки основний геометричний параметр гідроструминних насосів – відношення площ чи діаметрів камери змішування і сопла. Для реалізації необхідних вимог до гідроструминних насосів за витратами і тиском необхідно розрахувати конструктивні розміри робочого сопла, входної ділянки камери змішування і дифузора. Інколи за умовами розташування приходиться зменшувати розрахункову довжину гідроструминного насоса, що може, наприклад, досягатися заміною одного великого насоса на декілька насосів меншого розміру; заміною одного сопла декількома; застосування спеціальних видів дифузоров, які дозволяють скоротити їх довжину; застосуванням замість гідроструминного насоса з центральним соплом струминного насоса з кільцевим соплом тощо.

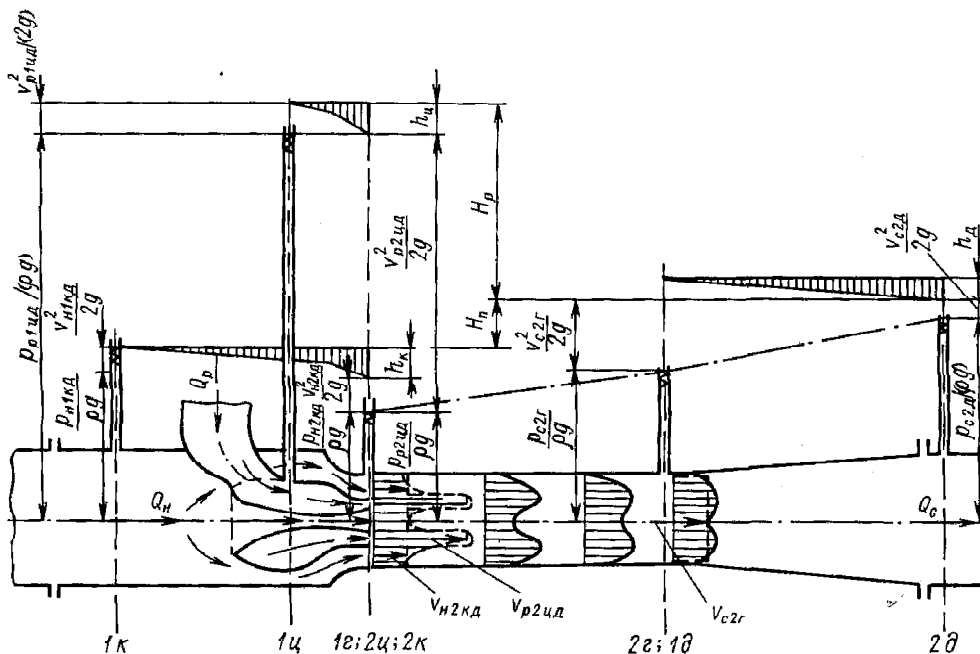


Рис.1. Схема розподілу тисків і швидкостей рідини у проточній частині гідроструминного насоса з двоповерхневим робочим струменем

Зауважимо, що розрахунки виконані за наведеними формулами і графіками дозволяють отримати тільки осередненні характеристики струминних насосів, які можуть суттєво уточнюватися в процесі доводочних випробувань на модельних чи натурних зразках.

Наприклад, вважається, що максимальне значення ККД гідроструминних насосів з центральним соплом не перевищує 30...32%, у той же час в літературі [1, 2] є дані, що за рахунок правильного конструювання і точного виготовлення можна збільшити ККД до 40% і навіть вище. За останні роки з'явилися пропозиції по поліпшенню конструктивних елементів струминних насосів. Так у [2] пропонується випробуваний гідроструминний насос з двоповерхневим робочим струменем (рис.1), який за свідченнями автора, під час випробувань показав ККД більше 40%. У цьому насосі кільцеве сопло встановлено так, що на виході з нього робочий струмінь має дві активні поверхні (зовнішню і внутрішню), які відсмоктують пасивну рідину. У роботі [3] пропонується нова конструкція робочого сопла (насадка), корпус якого виконаний із двох ділянок труби, які отримали після обтиснення овальний переріз. Ділянки повернені одна відносно іншої вздовж осі на кут 90° . Такий насадок за рахунок закручування струменя являється більш ефективним, ніж традиційно використовуваним конічні збіжні насадки.

У роботі [4] звертається увага на необхідність точної обробки зовнішнього контуру робочого сопла, частина якого займає проточну частину тракту потоку, що відсмоктується. Завдяки цьому цей контур повинен забезпечити гідродинамічно плавний перехід, потоку що відсмоктується, на вхідній ділянці камери змішування. У [5] наводяться результати дослідження впливу не співвісності розташування центрального робочого сопла і камери змішування на гідродинамічні характеристики і ККД гідроструминних насосів. Показано, що при відхиленні осі сопла від осі камери змішування на величину $0,05...0,2$ діаметра камери змішування, що можливо в струминних насосах невеликих розмірів, ККД струминного насоса може зменшитися на 20...50%. До аналогічних наслідків призводить, за даними [6], так названий "здув" потоку при боковому розташуванні всмоктувального патрубка гідроструминного насоса.

Гідроструминні апарати, як відомо, мають більш низький ККД, чим відцентрові насоси. Широкого застосування на практиці вони заслужили перед усім надійністю роботи і простоті будови. Щоб повністю реалізувати ці переваги, доцільно забезпечити роботу апаратів в оптимальних режимах і правильно підбирати їх розміри (тип). Але якщо лопатеві насоси вибирають, маючи їх робочі характеристики, то кожний гідроструминний насос, за незначним виключенням [7, 8], конструктор вимушений розраховувати індивідуально. Тому що аналогічні методи розрахунку дуже складні, а графіки (характеристики) для розрахунку струминних насосів тільки починають з'являтися [9, 10], то на практиці апарати часто не підбираються (застосовують апарат, який є у наявності), чи підбирають наближено. Це часто призводить до грубих помилок. Тому створюється думка про малу ефективність струминних насосів. Наведені нами матеріали дозволяють створити надійну основу для розрахунку і підбору гідроструминних насосів і установок з такими насосами.

Розрахунок конструктивних розмірів елементів гідроструминних насосів з центральним соплом. Сопло гідроструминного насоса розраховується з умови забезпечення мінімальних втрат напору при витіканні з нього струменя робочої рідини.

Раніше використовувалися коноїдальні насадки (сопла), внутрішня поверхня яких виконувалася за формою струменя, який витікає із нього. Такі насадки спроможні забезпечити виключно високі значення коефіцієнта витрат (швидкості) – порядку $\varphi = \mu = 0,994$. Але внаслідок складності обрисів коноїдальних насадків і труднощі їх виготовлення вони були майже повністю замінені конічними збіжними соплами з невеликою циліндричною ділянкою на виході. Кут конусності таких насадок приймають біля $13...14^\circ$, а довжину циліндричної ділянки на виході не більше $(0,7...0,8)d_c$. Сопло такої форми забезпечує коефіцієнт витрат $\mu = 0,93...0,97$. РОбилися спроби використання насадків з різними формами вихідного отвору: чотири струминної, зірчастою, кільцевою та ін. Але виконані дослідження таких насадків не дали бажаних переваг у порівнянні із звичайними конічними.

Насадок з гвинтовим рухом рідини, запропонований в [3] дозволяє збільшити коефіцієнт підсмоктування насоса на 25...30%. Але системних досліджень струминних насосів обладнаних таким соплом не проводиться.

При відомих розрахункових витратах робочої рідини Q_p , перепаду тиску в насадку Δp_p і коефіцієнті швидкості робочого сопла φ_1 діаметр вихідної циліндричної ділянки сопел можна розраховувати за формулою:

$$d_c = \sqrt{\frac{4Q_p}{\pi\varphi_1\sqrt{2\frac{\Delta p_p}{\rho}}}}. \quad (1)$$

Значення коефіцієнта швидкості φ_1 при попередніх розрахунках можна приймати рівним 0,95.

Розміри і форму камери змішування і дифузора визначають з урахуванням наступних факторів:

1. У вхідному перерізі (рис.1) 1 \varnothing камери змішування необхідно підтримувати постійним за перерізом статичний тиск $p_{н2к} = p_{р2ц}$.

2. У вхідному перерізі (рис.1) 2 \varnothing камери змішування статичний тиск повинен дорівнювати тиску $p_{с2з}$.

3. Розміри і форми дифузора повинні забезпечувати максимально можливе поновлення статичного тиску.

Використовуючи рівняння характеристик гідроструминних насосів з дифузором і бездифузорних насосів, можна оцінити значення дифузора у поновленні статичного тиску на вході до гідроструминного насоса. За даними [7], вираз для визначення відносного перепаду, якого можна досягнути $\Delta p_c / \Delta p_p$, за оптимальної роботи гідроструминного насоса з дифузором можна представити у такому вигляді:

$$\frac{\Delta p_{с2\delta}}{\Delta p_{р1ц}} = \frac{\varphi_1^2 \varphi_2^2}{(2 - \varphi_3^2)(1 + u)^2 - (2\varphi_2 - 1/\varphi_4^2) u^2}, \quad (2)$$

а для бездифузорних насосів – у вигляді

$$\frac{\Delta p_{с2з}}{\Delta p_{р1ц}} = \frac{\varphi_1^2 \varphi_2^2}{2(1 + u)^2 - (2\varphi_2 - 1/\varphi_4^2) u^2}. \quad (3)$$

У цих рівняннях $u = 1/(1 - d_c^2/d_z^2)$.

Із рівнянь (2) і (3) можна отримати вираз для відношення досягнутих перепадів тиску в бездифузорних струминних насосах до досягнутого перепаду у насосах з дифузорами:

$$\frac{\Delta p_{с2з}}{\Delta p_{с2\delta}} = \frac{(2 - \varphi_3^2)(1 + u)^2 - (2\varphi_2 - 1/\varphi_4^2) u^2}{2(1 + u)^2 - (2\varphi_2 - 1/\varphi_4^2) u^2}. \quad (4)$$

Максимальне значення $\Delta p_{с2з}/\Delta p_{с2\delta}$ дорівнює приблизно 0,7 [7] при нульовому коефіцієнті підсмоктування u . Із збільшенням u бездифузорний насос не дозволяє ефективно поновлювати перепад тиску, і при достатньо великих u відношення $\Delta p_{с2з}/\Delta p_{с2\delta}$ сягає тільки 0,35...0,4.

Таким чином, при однакових коефіцієнтах підсмоктування і однаковому тиску робочої рідини при використанні гідроструминних насосів з оптимальним відношенням площ перерізів камери змішування і робочого сопла бездифузорний насос створює тиск приблизно у двічі менший, ніж струминний насос з дифузором. Але у деяких випадках застосування таких насосів оправдується простотою їх будови.

Ефективність поновлення тиску в дифузори у значній мірі залежить від його конструкції. Наведені вище рівняння відносяться до випадку використання простого конічного дифузора з постійним кутом розкриття 8...10°, який отримав найбільше розповсюдження внаслідок простоти виготовлення. Поновлюваний перепад тиску можна збільшити на 10...15%, якщо використати дифузори із змінним за довжиною кутом розкриття.

У [11] запропонований дифузори, який складається з трьох ділянок різної конусності. Граничні діаметри цих ділянок $d_{2з}$, $d_{\delta xa}$, $d_{\delta xb}$ і $d_{2\delta}$ приймають виходячи з того, щоб на кожній ділянці ($d_{\delta xa} - d_{2з}$, $d_{\delta xb} - d_{\delta xa}$, $d_{2\delta} - d_{\delta xb}$) середні за перерізами швидкості потоку зменшувались на 1/3 загальної різниці швидкостей у камері змішування і на виході з дифузора. При цьому довжина першої ділянки дифузора приймається рівною $\ell_1 = 28,5(d_{\delta xa} - d_{2з})$, другого $\ell_2 = 14,3(d_{\delta xb} - d_{\delta xa})$, а третього $\ell_3 = 14,4(d_{2\delta} - d_{\delta xb})$. У цих виразах $d_{\delta xa}$ і $d_{\delta xb}$ –

діаметри проміжних граничних перерізів дифузора, а d_{2e} і d_{2d} – діаметри кінцевих перерізів камери змішування і дифузора.

Якщо дифузор складається з однієї ділянки постійної конусності ($8...10^\circ$), то його довжину можна визначити за виразом $(6...7) \cdot (d_{2d} - d_{1d})$.

Камеру змішування в основному приймають циліндричною ($d_{2e} = d_{1e}$). Але не у всіх випадках у циліндричній камері змішування можуть бути створені оптимальні умови для отримання максимального розрахункового коефіцієнта підсмоктування u . У цих випадках рекомендується застосовувати конічну камеру змішування.

Відношення діаметрів d_{1e} і d_{2e} можна визначити за наступною формулою:

$$\frac{d_{1e}}{d_{2e}} = \frac{\sqrt{s}}{1+u} \left(1 + u \sqrt{1 + \frac{\Delta p_c}{\Delta p_d}} \right), \quad (5)$$

де s – ефективність поновлення тиску у дифузорі в оптимальному режимі; u – коефіцієнт підсмоктування гідроструминного насоса в оптимальному режимі; Δp_c і Δp_d – перепади тиску, створювані гідроструминним насосом і поновлювані в дифузорі відповідно.

Для дифузора, виконаного із трьох ділянок з різною конусністю, можна приймати $s = 0,86...0,62$ при зміні тиску p_{c2d} від 0,15 до 7,0 МПа (більші значення відповідають меншим значенням p_{c2d}), а для конічного дифузора з постійною конусністю з кутом розкриття $8...10^\circ$ в оптимальному режимі можна приймати $s = 0,65...0,70$ (більші значення відносяться до менших кутів конусності). Перепад Δp_d можна визначити, знаючи величину $\Delta p_d / \Delta p_p$ (рис.2) і величину $\Delta p_d / \Delta p_p$, знайдену для оптимального режиму роботи гідроструминного насоса.

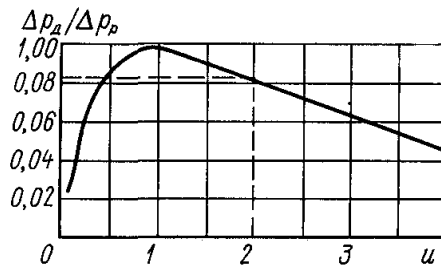


Рис.2. Залежність відносного перепаду тиску $\Delta p_d / \Delta p_p$ поновлюваного у дифузорі, від коефіцієнта підсмоктування u для гідроструминних насосів з центральним соплом

Якщо значення відношення d_{1e} / d_{2e} не відрізняється від одиниці більш, ніж на 10%, то камеру змішування варто приймати циліндричною. У протилежному випадку, знаючи d_{1e} і відношення d_{1e} / d_{2e} , можна визначити величину d_{2e} .

Оптимальна відстань від вихідного перерізу робочого сопла ($2u$) до вхідного перерізу камери змішування ($1e$) визначається з умови, що при розрахунковому значенні коефіцієнта підсмоктування u (для режиму максимального ККД) площа конічного перерізу вільного струменя, що виходить із сопла, дорівнює площі вхідного перерізу ($1e$) камери змішування. При цьому необхідно розрахувати довжину вільного струменя ℓ_{cm} і її діаметр d_{cm} на відстані ℓ_{cm} від вихідного перерізу робочого сопла. У відповідності до рекомендацій [7] величину ℓ_{cm} визначають у залежності від значення коефіцієнта підсмоктування в оптимальному режимі за наступними формулами:

$$\text{при } u \leq 0,5 \quad \ell_{cm} = 3,12d_c \left(\sqrt{0,083 + 0,76u} - 0,29 \right); \quad (6)$$

$$\text{при } u > 0,5 \quad \ell_{cm} = 1,43d_c (0,37 + u). \quad (7)$$

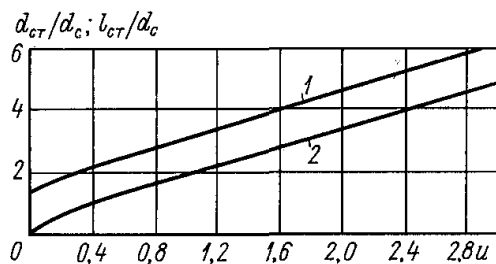


Рис.3. Залежність відносного діаметра струменя d_{cm}/d_c (1) і цього відносної довжини ℓ_{cm}/d_c (2) від коефіцієнта підсмоктування u для гідроструминних насосів з центральним соплом

Відповідно діаметр струменя d_{cm} на вході до камери змішування, тобто на відстані ℓ_{cm} від перерізу ($2u$), розраховують за формулами:

$$\text{при } u \leq 0,5 \quad d_{cm} = 3,4d_c \sqrt{0,083 + 0,76u}; \quad (8)$$

$$\text{при } u > 0,5 \quad d_{cm} = 1,55d_c (1 + u). \quad (9)$$

На рис.3 наведені графіки $\ell_{ст}/d_c = f(u)$ і $d_{ст}/d_c = f(u)$, побудовані на підставі формул (8) і (9). Якщо в наслідок розрахунку виявиться, що $d_{ст} < d_{1г}$, то відстань між вихідним перерізом робочого сопла і вхідним перерізом камери змішування приймається рівною $\ell_{ст}$. При цьому більш коротка відстань установки сопла, ніж на відстані $\ell_{ст}$, несуттєво впливає на роботу струминного насоса, тому що кінцевий переріз струменя повністю вписується в камеру змішування. Але таке наближення сопла до камери змішування призводить до зменшення довжини останньої, тому що кінцевий переріз вільного струменя (до зіткнення зі стінками камери змішування) зміщується до дифузора. Віддалення сопла від камери змішування може суттєво погіршити роботу струминного насоса. У цьому випадку струмінь не вписується у вхідний переріз камери змішування. Протитечії рідини, які при цьому виникають, призводять до додаткових втрат енергії.

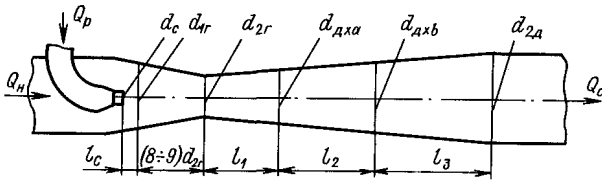


Рис.4. Відношення між конструктивними розмірами гідроструминних насосів з центральним соплом [11]

Якщо у наслідок розрахунку отримуємо, що $d_{ст} > d_{1г}$, то відстань від сопла до горловини збільшується на величину $\ell'_{ст}$, яка визначається за формулою

$$\ell'_{ст} = (d_{ст} - d_{1г})/2. \quad (10)$$

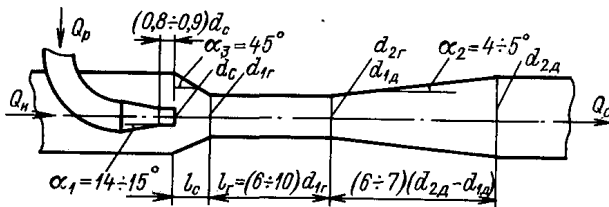


Рис.5. Відношення між конструктивними розмірами гідроструминних насосів з центральним соплом [7]

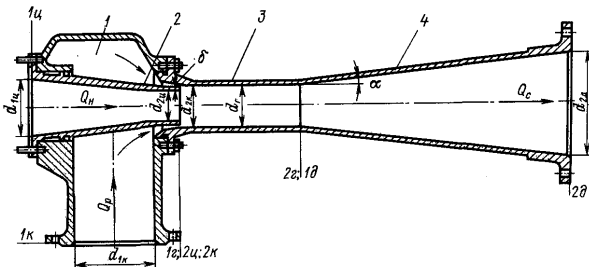
Довжину циліндричної камери змішування рекомендується приймати рівною

$$\ell_{г} = (6 \dots 10)d_{г}. \quad (11)$$

Відношення між конструктивними розмірами гідроструминних насосів з центральним соплом за рекомендацією [11], приводяться на рис.5, а за рекомендаціями [7] – на рис.6.

Особливості розрахунку конструктивних розмірів гідроструминних насосів з кільцевим соплом. Робіт по вивченню струминних насосів з кільцевим робочим соплом мало. Найбільш детальне дослідження таких насосів виконано в [12]. Наслідки цих досліджень покладено в основу наведених нижче рекомендацій по конструюванні струминних насосів з кільцевим соплом.

Для гідроструминних насосів з кільцевим соплом (рис.6) основним відношенням геометричних розмірів, яке визначається під час гідравлічних розрахунків, є відношення площі поперечного перерізу горловини (камери змішування) з діаметром $d_c = d_{2к}$ до площі кільцевого робочого сопла із зовнішнім діаметром $d_{2к}$ і внутрішнім $d_{2ц} + 2\delta$, де δ – товщина стінок центрального сопла. Таким чином, основний геометричний параметр струминного насоса з кільцевим соплом можна записати у наступному вигляді:



$$m = \frac{d_{2к}^2}{d_{2к}^2 - (d_{2ц} + 2\delta)^2}. \quad (12)$$

Рис.6. Схема гідроструминного насоса з кільцевим соплом і циліндричною камерою змішування: 1 – робоча камера з кільцевим соплом; 2 – центральне (пасивне) сопло; 3 – камера змішування (горловина); 4 – дифузор

Рациональним є кільцеве сопло з внутрішнім циліндричним стрижнем, утвореним центральним (пасивним) соплом і зовнішніми конічними твірними з кутом конусності біля 12° . На кінці сопла знаходиться невелика циліндрична ділянка. Вхід в сопло повинен бути плавно округленим.

На рис.7 наведено дві конструкції робочих камер – зварена і відлита. Розподіл осевих швидкостей у кільцевих гідроструминних насосах автотомодельне відносно числа Рейнольдса, яке знаходиться в діапазоні від $0,7 \cdot 10^4$ до $1,05 \cdot 10^4$. У число Рейнольдса визначальним лінійним розміром входить ширина кільцевої щілини.

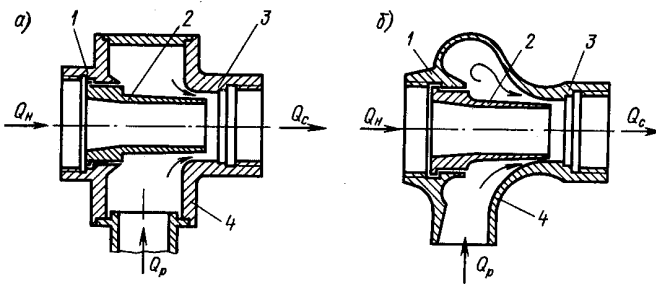


Рис.7. Схеми робочих камер кільцевого гідроструминного насоса: а – зварена; б – відлита; 1 – підведення пасивної рідини; 2 – центральне (пасивне) сопло; 3 – роз'єм для приєднання камери змішування; 4 – підведення робочої рідини

Виявлено, що зміна ширини кільцевої щілини не впливає на коефіцієнт втрат (коефіцієнт витрат) робочої камери при $Re = (3...6)10^4$. Коефіцієнт втрат робочої камери в цілому становить $0,16...0,20$, що відповідає коефіцієнту витрат (швидкості) $\mu = \varphi = 0,92...0,93$. Окремо для кільцевої щілини середнє значення коефіцієнта втрат суттєво не відрізняється від коефіцієнта втрат для конічних насадок і становить $0,08...0,12$. Форма робочої камери практично не впливає на створюваний нею опір. Зменшення довжини циліндричної ділянки робочого сопла несуттєво зменшує тертя у кільцевій щілині.

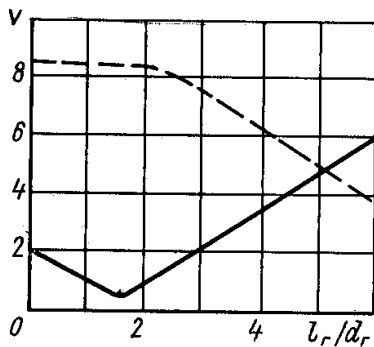


Рис.8. Характер розподілу осевих швидкостей v за довжиною камери змішування гідроструминних насосів: - - - - з центральним соплом; — — — з кільцевим соплом

Оптимальною для кільцевих насосів є циліндрична камера змішування. Конічна камера не покращує гідравлічні характеристики. Характер розподілу осевих швидкостей у камерах змішування струминних насосів з кільцевим і центральним соплами різний (рис.8). На початковій ділянці камери змішування струминного насоса з кільцевим соплом відбувається нарощення, а не спад осевої швидкості. Вирівнювання епюри швидкостей починається на відстані $(5...6)d_r$ і закінчується в кінці каналу камери змішування ($\sim 10d_r$). Оптимальна довжина камери змішування залежить від параметра m [див. формулу (12)] і становить $(2,7...10,8)d_r$ при зміні m від 4 до 9. При $m = 3,5...6$ камера змішування кільцевих струминних насосів у півтора-два рази коротша, ніж для насосів з центральним робочим соплом (рис.9). Для бездифузорних кільцевих струминних насосів довжина камери змішування може прийматися рівною $(3...4)d_r$.

Дифузор кільцевих струминних насосів може виконуватися з великим кутом конусності (до 16°) у порівнянні з гідроструминними насосами з центральним соплом ($8...10^\circ$). Це пояснюється тим, що профіль швидкостей має підвищені значення біля стінок, а зменшення яких спостерігається в центрі, що перешкоджає початку відриву потоку в дифузори.

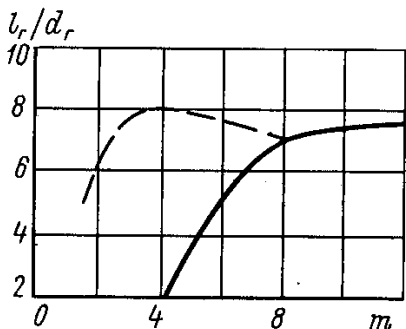


Рис.9. Залежність оптимальної довжини камери змішування l_r/d_r від відношення $m = S_r / S_c$ гідроструминних насосів: - - - - з центральним соплом; — — — з кільцевим соплом

У деяких випадках гідроструминний насос з кільцевим соплом може виконуватися у півтора-два рази коротшим, ніж струминний насос з центральним соплом. Довжину гідроструминного насоса можна скоротити за рахунок застосування багатоструминних сопел. Тоді її визначають, виходячи із наступних міркувань.

Конструктивні розміри при заміні односоплого гідроструминного насоса багатосоопловим визначають, приймаючи рівними площі поверхонь змішування робочого і пасивного потоків. З урахуванням цієї умови запишемо

$$\pi d_{cn} n \ell_{cn} = \pi d_c \ell_c, \quad (13)$$

де d_{cn} , n , ℓ_{cn} – відповідно діаметр одного із сопел, кількість сопел і довжина камери змішування багатосоплового насоса; d_c , ℓ_c – діаметр сопла і довжина камери змішування односоплового насоса.

Тому що сума площ сопел багатосоплового гідроструминного насоса повинна дорівнювати площі сопла односоплового насоса, то

$$d_c = \frac{d_{cn}}{\sqrt{n}}. \quad (14)$$

Підставляючи вираз (14) у рівняння (13), отримаємо

$$\ell_{cn} = \frac{\ell_c}{\sqrt{n}}. \quad (15)$$

Таким чином, довжина багатосоплового гідроструминного насоса в $n^{0,5}$ раз менше довжини односоплового насоса.

Література

1. Керис, На. Оптимизация водоструйных насосов// Энерг. машины и установки, 1969, № 1.– С. 92-102.
2. Мускевич Г.Е. Гидравлические исследования и расчет водоструйных аппаратов гидроэлеваторов: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. М.: Моск. гидромелиоративный ин-т, 1971.– 20 с.
3. Ермаков Ю.М. Полезный смерч// Изобр. и рационализат., 1982, №11.– С. 24.
4. Зангер Н.Л. Экспериментальное исследование водоструйных насосов// Теор. основы инж. расчетов, 1970, №1.– С. 12-25.
5. Кукьян А.А. Исследование влияния несоосности насадки и камеры смешения струйного насоса. Тр. Перм. политех. ин-та, 1976, №189.– С. 95-100.
6. Петухов Г.А. Исследование рациональных профилей водоструйных аппаратов: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. М.: ВТИ, 1972.– 24 с.
7. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. М.: Энергия, 1970.– 288 с.
8. Цыганков А.С. Типоразмерный ряд водоструйных эжекторов// Судостроение, 1971, № 12.– С. 27-30.
9. Карелин В.Я. Насосы для подъема воды из скважин// Водоснабжение и сан. техника, 1964, № 9.– С. 35-36.
10. Лямаев Б.Ф. Обобщенные характеристики водоструйных насосов// Судостроение, 1971, № 10.– С. 29-31.
11. Каменев П.Н. Гидроэлеваторы в строительстве. М.: Стройиздат, 1964.– 403 с
12. Скорубко А.М. Гидродинамические исследования кольцевых насосов: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. М.: Московское высшее техническое училище, 1978.– 16 с.