МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ФАКУЛЬТЕТ ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ
ТА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА ПРИКЛАДНОЇ ГІДРОАЕРОМЕХАНІКИ

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА

на тему:

Розробка хімічного насоса на параметри: Q=160 м^3/год, H=210 м, n=3000 об/хв

зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»
(освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідро пневмоавтоматика»)

Виконавець роботи Єрохова Катерина Сергіївна
прізвище, ім'я, по-батькові

_____
підпис, дата

Науковий керівник

к.т.н.
науковий ступінь, учене звання

Панченко В.О.
прізвище, ім'я, по-батькові

_____
підпис, дата

Суми 2021

Реферат

Пояснювальна записка: 67 с., 13 рисунків, 5 таблиць, 7 літературних джерел.

Тема дипломного проекту «Розробка хімічного насоса на параметри подача 160 м3/год, напір 210 м, число обертів 3000 об/хв»

Графічні матеріали: 4 аркуша формату А1:

теоретичне креслення робочого колеса, креслення робочого колеса, складальне креслення насоса, складальне креслення виїмної частини, теоретичне креслення відводу, робоче креслення корпусу.

Мета проекту – розробка насосу для перекачування хімічних рідин на параметри: подача 160 м3/год, напір – 200 м, частота обертання – 3000 об/хв, густина рідини – 1000 кг/м^3.

Відповідно до поставленої мети було:

- обґрунтовано вибір конструктивної схеми насоса;
- виконано опис конструкції;
- виконано гідравлічні розрахунки;
- виконано розрахунки на міцність: вала, шпонкових з’єднань;
- виконано розрахунок підшипників і побудована пускова моментна характеристика електродвигуна.

У розділі економіки розглянуто сертифікацію нової техніки.

У розділі охорони праці розглянуто основні методи пожежегасіння, вогнегасні речовини та засоби пожежегасіння

Ключові слова: Відцентровий насос, робоче колесо, частота обертання, тиск.

Зміст

С.

Реферат.....2
1 Опис конструкції вибраного насоса.....6
2 Гідравлічні розрахунки.....7
2.1. Розрахунок відцентрового колеса.....7
2.1.1 Вихідні дані для розрахунку.....7
2.1.2 Визначення діаметра вала та втулки робочого колеса.....9
2.1.3 Визначення геометричних параметрів входу у робоче колесо.....9
2.1.4 Визначення числа лопатей та їх товщини.....11
2.1.5 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку.....11
2.1.6 Визначення геометричних параметрів виходу з робочого колеса.....12
2.1.7 Уточнення зовнішнього діаметра робочого колеса з урахуванням кінцевого числа лопатей.....14
2.1.8 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку на виході з робочого колеса.....15
2.2 Проектування меридіанного перерізу робочого колеса.....16
2.2.1 Загальні відомості.....16
2.2.2 Побудова меридіанного перерізу.....17
2.3 Підготовка меридіанного перерізу робочого колеса для профілювання лопаті.....21
2.3.1 Побудова нормалей.....21
2.3.2 Побудова ліній течії.....22
2.4 Профілювання лопаті.....26
2.4.1 Загальні положення.....26
2.4.2 Побудування координатної сітки на розгортці циліндра.....26
2.4.3 Побудова конформного відображення координатної сітки на поверхні течії.....27
2.4.4 Профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра.....29

					131.01ВР.000.00 ПЗ		
Зм	*Арк.*	*№ докум.*	*Підп.*	*Дата*			
Розроб.		Єрохова			Розробка хімічного насоса Пояснювальна записка	*Літ.*	*Аркуш* 4 / *Аркушів*
Перев.		Панченко					
Н. контр.		Алексеенко				СумДУ ГМ-71	
Затв.							

2.4.5 Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції робочого колеса.....31
2.4.6 Побудова лопаті у плані 32
2.5 Розрахунок і проектування спірального відводу з тангенціальним виходом 33
2.5.1 Визначення діаметра початкової окружності.....33
2.5.2 Визначення ширини входу в спіраль 33
2.5.3 Вибір кута нахилу бічних стінок спіралі 34
2.5.4 Визначення кута обхвату спіралі в плані.....34
2.5.5 Визначення пропускної здатності спіралі у вихідному перерізі.....35
2.5.6 Визначення площі розрахункового перерізу.....35
2.5.7 Перевірка правильності визначення площі розрахункового перерізу $F_{розрах}$ 41
2.5.8 Визначення площ проміжних перерізів. 42
2.5.9 Побудова плану спіралі 43
2.5.10 Розрахунок і проектування дифузорної ділянки.....44
3.3 Розрахунок гідродинамічних сил 47
3.3.1 Осьові сили, що діють на ротор 47
3.3.2 Радіальна сила 47
3.4 Розрахунок насоса на кавітацію 48
4 Розрахунок вибору привода насоса 49
4.1 Вибір електродвигуна.....49
4.2 Розрахунок пускової моментної характеристики.....49
5 Розрахунки на міцність 51
5.1 Конструювання вала 51
5.2 Розрахунок кінцевого ущільнення вала 52
5.2.1 Вибір типу ущільнення .....**Ошибка! Закладка не определена.**
5.2.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні**Ошибка! Закладка не определена.**
5.3 Розрахунок вала.....53

5.3.1 Розрахунок реакцій в опорах.....53
5.3.2 Наближений розрахунок вала 54
5.3.3 Перевірний розрахунок вала 54
5.4 Розрахунок шпонкового з’єднання 56
5.4.1 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з колесом 56
5.4.2 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з напівмуфтою. ..57
5.5 Вибір підшипників та розрахунок на довговічність 58
6 Розділ з охорони праці 60
7 Економічний розділ.....65
Список використаної літератури 67

					131.01ВР.000.00 ПЗ		
Зм	*Арк.*	*№ докум.*	*Підп.*	*Дата*			
Розроб.		Єрохова			Розробка хімічного насоса Пояснювальна записка	*Літ.*	*Аркуш* 4 / *Аркушів*
Перев.		Панченко					
Н. контр.		Алексеенко				СумДУ ГМ-71	
Затв.							

1 Опис конструкції вибраного насоса

Наведений насос відцентровий, горизонтальний, консольний, одноступеневий, загального призначення з робочим колесом закритого типу з одностороннім входом.

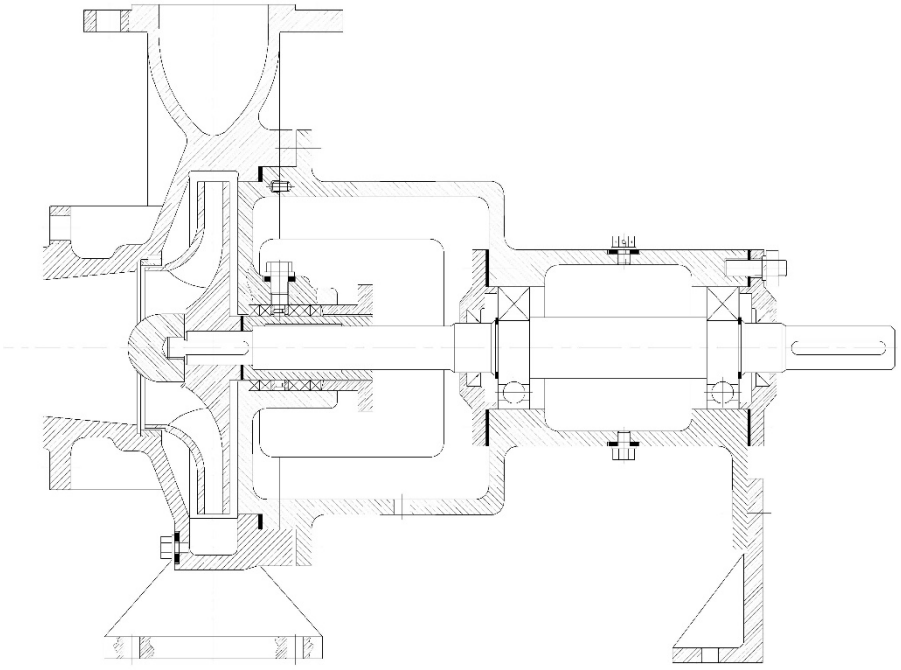


Рисунок 1.1 – Насос типу К

Базова деталь насоса – литий корпус, який має відвід спірального типу. Опорні лапи відлиті суцільно з корпусом.

Проточна частина насоса складається з осьового підводу, робочого колеса, відводу спірального типу.

Робоче колесо складається з основного та покривного дисків і лопатей. Робоче колесо і втулка сальникового ущільнення піджимаються по валу гайкою-обтікачем, яка фіксується від відвороту стопорною шайбою.

Переднє ущільнення робочого колеса призначене для зменшення перетікання рідини з області нагнітання в область всмоктування.

Кінцеве ущільнення торцеве.

З торця корпус насоса закритий кришкою, в якому розміщено торцеве ущільнення.

У нижній частині корпусу виконані отвори (закриті пробками під час роботи насоса): верхнє – для випуску повітря під час заливання насоса, нижнє – для зливання робочої рідини з порожнини корпусу насоса перед довготривалим його зупиненням або розібранням.

До корпусу шпильками прикріпляється знімний опорний кронштейн. Для підвищення жорсткості конструкції у кронштейні передбачений стояк.

Вузол опорного кронштейна містить корпус підшипників, вал, кришки підшипників, шарикопідшипники (однорядні радіальні), пробки для заливання та зливання рідкого мастила.

Однакові шарикопідшипники середньої серії встановлені на обох опорах кронштейна. Хоча така схема установки підшипників не забезпечує цілковитого раціонального розподілення осьового навантаження між передньою та задньою опорами, але прийнята саме ця схема, бо вона містить мінімальне число деталей, найбільш технологічна і менш трудомістка у виготовленні та збиранні.

Корпус підшипника у зоні фонаря має вікна для обслуговування вузла ущільнення вала насоса.

Для запобігання протікання змазки по валу у кришках підшипників установлюються манжети.

Насос та привідний електродвигун встановлюються на спільній фундаментній плиті та з'єднаються втулково-пальцевою муфтою з розстановкою для можливого розбирання насоса та електродвигуна від фундаментної плити.

2 Гідравлічні розрахунки

2.1. Розрахунок відцентрового колеса

Меридіанний переріз відцентрового робочого колеса наведений на рис. 2.1.

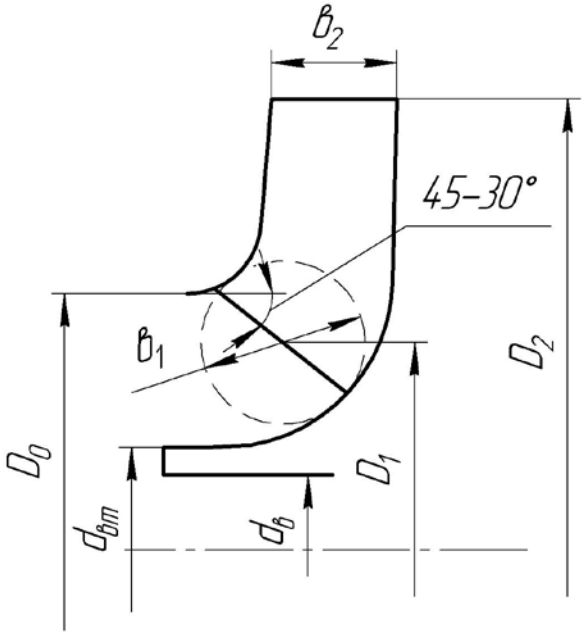


Рисунок 2.1 – Меридіанний переріз робочого колеса відцентрового насоса

2.1.1 Вихідні дані для розрахунку

При проектуванні робочого колеса задаються його основні параметри:

- тип робочого колеса: однопотокове ($\alpha = 1$), двопотокове ($\alpha = 2$);
- густина перекачуваної рідини $\rho = 1000$, кг/м^3;
- подача $Q' = \frac{Q}{\alpha} = 210$ м^3/год
- напір $H = 60$, м;
- частота обертання $n = 1470$, об/хв.

Коефіцієнт швидкохідності

$$n_s = \frac{3,65n\sqrt{\frac{Q'}{3600}}}{H^{\frac{3}{4}}} = \frac{3,65 \cdot 1470\sqrt{\frac{160}{3600}}}{210^{\frac{3}{4}}} = 41.$$

Приведений діаметр робочого колеса визначається за формулою Суханова, мм:

$$D_{1пр} = K_{вх}\sqrt[3]{\frac{Q'}{3600n}}10^3,$$

де $K_{вх} = 3,5 - 5,0$ - коефіцієнт вхідної воронки робочого колеса.

Більші значення $K_{вх}$ беруться для підвищення кавітаційних якостей робочого колеса, а також при малих його розмірах ($D_{1пр} < 70$ мм).

$$D_{1пр} = 5\sqrt[3]{\frac{210}{3600 \cdot 1470}}10^3 = 170,54 \text{ мм}$$

Об'ємний ККД визначається за формулою

$$\eta_{об} = \frac{1}{1 + 0,68n_s^{-\frac{2}{3}}} = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 60^{-\frac{2}{3}}} = 0,96.$$

Подача робочого колеса

$$Q_{р.к.} = \frac{Q'}{\eta_0} = \frac{210}{0,96} = 218,8 \text{ м}^3\text{/год},$$

Гідравлічний ККД

$$\eta_Г = 1 - \frac{0,42}{\left(\lg D_{1пр} - 0,172\right)^2} = 1 - \frac{0,42}{\left(\lg 170,54 - 0,172\right)^2} = 0,901.$$

Внутрішній механічний ККД

$$\eta'_M = \frac{1}{1 + 820n_s^{-2}} = \frac{1}{1 + 820 \cdot 60^{-2}} = 0,814.$$

Повний ККД насоса

$$\eta = \eta_{об}\eta_Г\eta'_M\eta_M,$$

де $\eta_Г$ - гідравлічний ККД;

η'_M - внутрішній механічний ККД;

η_M - зовнішній механічний ККД.

Зовнішній механічний ККД задаємо: $\eta_M = 0,95 - 0,99$ (менші значення беруться для малих потужностей).

$$\eta = 0,96 \cdot 0,901 \cdot 0,814 \cdot 0,99 = 0,697$$

Потужність, споживана насосом (Вт), визначається за формулою

$$N = \frac{\rho g Q H}{3600\eta},$$

де $g = 9,81$ м/с^2 – прискорення вільного падіння.

$$N = \frac{1050 \cdot 9,81 \cdot 210 \cdot 60}{3600 \cdot 0,69} = 52249 \text{ Вт}.$$

Теоретичний напір робочого колеса, м:

$$H_T = \frac{H}{\eta_Г} = \frac{60}{0,901} = 66,59 \text{ м}.$$

2.1.2 Визначення діаметра вала та втулки робочого колеса

У першому наближенні діаметр вала, мм, визначається з розрахунку на кручення за формулою

$$d_в = \sqrt[3]{\frac{M \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau_к]}},$$

де $M = \frac{N_{\max} \cdot 30}{\pi n}$ - крутний момент на валу насоса, Н·м;

$N_{\max} = 1,1 \cdot N$ - максимальна потужність насоса, Вт;

$[\tau_к] = 10 - 30$ МПа- занижене максимальне напруження на кручення, МПа (менші значення беремо при консольному розташуванні робочого колеса).

$$N_{\max} = 1,1 \cdot 52249 = 57474 \text{ Вт},$$

$$M = \frac{57474 \cdot 30}{\pi \cdot 1470} = 373,4 \text{ Н·м},$$

$$d_в = \sqrt[3]{\frac{373,4 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 45,36 \text{ мм}.$$

Приймаємо

$$d_в = 50 \text{ мм}.$$

Діаметр втулки

$$d_{вт} = 70 \text{ мм}.$$

2.1.3 Визначення геометричних параметрів входу у робоче колесо

Діаметр вхідної воронки робочого колеса, мм, визначають з виразу

$$D_0 = \sqrt{D_{1пр}^2 + d_{вт}^2} = \sqrt{170,54^2 + 70^2} = 184,35 \text{ мм}.$$

Отримане значення округляємо до цілого у більшу сторону.

$$D_0 = 185 \text{ мм.}$$

Швидкість потоку на вході у робоче колесо

$$V_0 = \frac{4Q_{р.к.}}{3600\pi\left(D_0^2 - d_{вт}^2\right)} = \frac{4 \cdot 218{,}8}{3600\pi\left(0{,}185^2 - 0{,}07^2\right)} = 2{,}64 \text{ м/с.}$$

Далі задаються положенням вхідної кромки, яка, як правило, розміщується у зоні повороту потоку з осьового напрямку у радіальний під кутом 45-30º до осі насоса (аналогічно робочим колесам із високим ККД подібних n_s).

Орієнтовно D_1 беруть таким, що дорівнює $0{,}8D_0$

$$D_1 = 0{,}8D_0 = 0{,}8 \cdot 185 = 148 \text{ мм.}$$

Визначаємо радіус середньої точки R_1, за яким ведеться розрахунок кута потоку на вході $\beta_{1П}$.

$$R_1 = \frac{D_1}{2} = \frac{148}{2} = 74 \text{мм.}$$

Для підвищення антикавітаційних якостей робочого колеса вхідну кромку виконують криволінійною та виносять у вхідну воронку. У першому наближенні меридіанну складову швидкості V'_{1m} без урахування стиснення потоку лопатями беруть такою, що дорівнює V_0.

$$V'_{1m} = V_0 = 2{,}64 \text{ м/с.}$$

При вході потоку на лопать меридіанна складова абсолютної швидкості зростає та визначається виразом

$$V_{1m} = \Psi_1 V'_{1m},$$

де $\Psi_1 = 1{,}15 - 1{,}3$ - коефіцієнт стиснення потоку на вході.

$$V_{1m} = 1{,}25 \cdot 2{,}64 = 3{,}3 \text{ м/с.}$$

У загальному випадку кут потоку на вході, град, розраховують з трикутника швидкостей за формулою

$$\beta_{1П} = arctg\frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1U}},$$

де $U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}$ - переносна швидкість на вході у робоче колесо, м/с;

V_{1U} - колова складова абсолютної швидкості на вході у робоче колесо, м/с.

$$U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}148 \cdot 1470}{60} = 11{,}39 \text{ м/с.}$$

У консольних насосах $V_{1U} = 0$. У насосах типу Д потік входить у робоче колесо з деякою початковою циркуляцією, тому $V_{1U} \neq 0$. При цьому момент швидкості $K_1 = V_{1U}R_1$ може бути визначений з виразу

$$K_1 = 0{,}06\sqrt[3]{\frac{Q_{р.к.}^2 n}{\left(3600\right)^2}}, \text{ м}^2\text{/с.}$$

Тоді для насосів типу Д швидкість V_{1U} визначається за виразом:

$$V_{1U} = \frac{0{,}12\sqrt[3]{\frac{Q_{р.к.}^2 n}{(3600)^2}}}{D_1}, \text{ м/с.}$$

Тоді

$$\beta_{1П} = arctg\frac{V_{1m}}{U_1} = arctg\frac{3{,}3}{11{,}39} = 16{,}16°.$$

Кут нахилу лопаті на вході у робоче колесо, град:

$$\beta_1 = \beta_{1П} + \Delta\beta.$$

Цей кут повинен знаходитися у межах 15-30º. Кут атаки $\Delta\beta = 3-8°$ вводиться з метою зменшення гідравлічних втрат в області робочого колеса та покращання його кавітаційних властивостей. У деяких випадках кут атаки $\Delta\beta$ може бути збільшений до 15º.

$$\beta_1 = 16{,}16 + 5 = 21{,}16°.$$

2.1.4 Визначення числа лопатей та їх товщини

Більшість відцентрових насосів різних розмірів та коефіцієнтів швидкохідності з високими техніко-економічними показниками має число лопатей $z = 5-8$. У деяких випадках число лопатей зменшують до 1-3 (наприклад, при перекачуванні забруднених рідин або газорідинних сумішей).

Приймаємо $z = 6$.

Товщину лопаті робочого колеса вибирають з технологічних міркувань (залежно від матеріалу робочого колеса, його розмірів та технологічних ливарних можливостей підприємства). Орієнтовно можна взяти товщину лопаті на вході у робоче колесо $s_1 = 2-10$ мм при $D_1 = 150-500$ мм.

Товщина лопаті на виході з робочого колеса s_2 часто береться такою, що дорівнює s_1, а до середини лопаті плавно зростає.

Приймаємо $s_1 = s_2 = 6$ мм.

2.1.5 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку

Після вибору числа лопатей та їх товщини уточнюють значення Ψ_1' за формулою

$$\Psi_1' = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot s_1}{2\pi R_1 \sin\beta_1}}.$$

Повинна бути забезпечена умова $\left|\Psi_1' - \Psi_1\right| \le 0{,}01$. Якщо ця умова не виконується, то роблять друге наближення, задаючись $\Psi_1'' = \Psi_1'$, визначають V_{1m}, потім $\beta_{1П}$ та $\Delta\beta$ (див. п. 1.3). Обчислення повторюють, поки не буде виконана умова $\left|\Psi_1' - \Psi_1\right| \le 0{,}01$.

1-е приближення

$$\Psi_1' = \frac{1}{1 - \frac{6 \cdot 6}{2\pi \cdot 60 \sin 21{,}16°}} = 1{,}36$$

$$\left|1{,}36 - 1{,}25\right| = 0{,}11 > 0{,}01$$

2-е приближення

$$V_{1m} = 1{,}36 \cdot 2{,}64 = 3{,}59 \text{ м/с.}$$

$$\beta_{1П} = arctg \frac{V_{1m}}{U_1} = arctg \frac{3{,}59}{11{,}39} = 17{,}49°$$

$$\beta_1 = 17{,}49 + 5 = 22{,}49°$$

$$\Psi_1' = \frac{1}{1 - \frac{6 \cdot 6}{2\pi \cdot 60 \sin 22{,}49°}} = 1{,}333$$

$\left|1{,}336 - 1{,}333\right| = 0{,}003 < 0{,}01$ - умова виконується.

2.1.6 Визначення геометричних параметрів виходу з робочого колеса

Попереднє значення зовнішнього діаметра робочого колеса (при нескінченному числі лопатей z) може бути визначене спрощено з основного рівняння роботи лопатевих насосів. Беремо у першому наближенні $V_{1U} = 0$ і $V_{2U} = 0{,}5U_2$. Тоді колова швидкість на виході з робочого колеса

$$U_2' = \sqrt{\frac{gH_T}{0{,}5}} = \sqrt{\frac{9{,}81 \cdot 66{,}59}{0{,}5}} = 36{,}15 \text{ м/с,}$$

а діаметр на виході з робочого колеса при нескінченному числі лопатей:

$$D_2' = \frac{60U_2'}{\pi n} = \frac{60 \cdot 36{,}15}{3{,}14 \cdot 1470} = 0{,}470 \text{ м.}$$

Кінцеве значення D_2 визначають з урахуванням поправки на кінцеве число лопатей.

Меридіанна швидкість без урахування стиснення на виході з робочого колеса

$$V_{2m}' = \left(0{,}5 - 1{,}0\right)V_{1m}'.$$

Менші значення беруть у тому випадку, коли для полегшення відливання необхідно збільшити ширину робочого колеса на виході b_2.

$$V_{2m}' = 0{,}75V_{1m}' = 0{,}75 \cdot 2{,}64 = 1{,}98 \text{ м/с.}$$

Кут на виході з робочого колеса β_2 визначають з трикутника швидкостей у залежно від прийнятого значення V_{2m}' таким чином, щоб отримати бажане відношення відносних швидкостей на вході та на виході $\frac{W_1}{W_{2\infty}}$:

$$\beta_2 = \arcsin\left(\frac{W_1}{W_{2\infty}}\frac{\Psi_2}{\Psi_1}\frac{V'_{2m}}{V'_{1m}}\sin\beta_1\right),$$

де $\Psi_2 = 1{,}05 - 1{,}1$ - коефіцієнт стиснення потоку лопатями на виході з робочого колеса;

W_1 - відносна швидкість на вході у робоче колесо;

$W_{2\infty}$ - відносна швидкість на виході з робочого колеса при нескінченному числі лопатей.

Відношення $\frac{W_1}{W_{2\infty}}$ залежить від n_s. Графічна залежність $\frac{W_1}{W_{2\infty}} = f\left(n_s\right)$ наведена на рис. 2.2.

Виходячи із забезпечення мінімуму втрат, рекомендують такі значення:

n_s	40	100	200	300
β_2, град	30 - 36	25 - 30	20 - 22	15 - 20

Для збільшення напору кут β_2 може бути збільшений, але при цьому складніше отримати повільно спадаючу напірну характеристику.

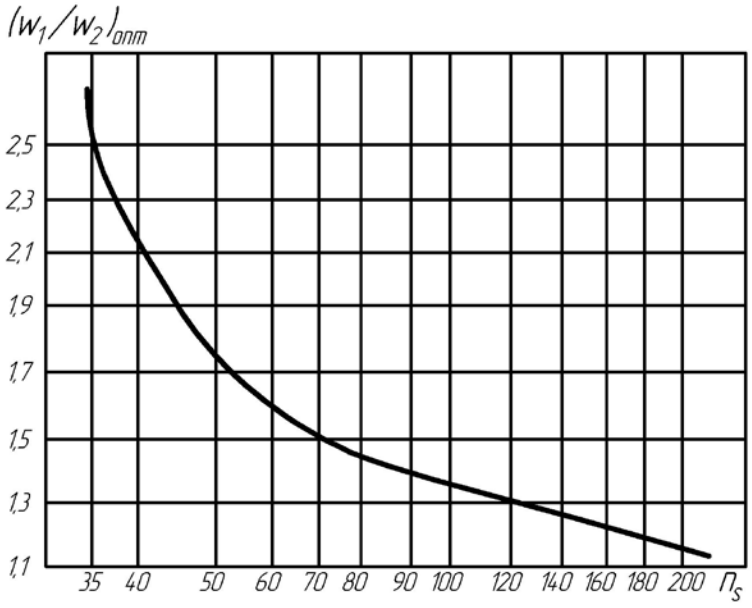


Рисунок2 .2 – Залежність $\frac{W_1}{W_{2\infty}}$ *від* n_s

При $n_s = 60$ визначаємо за графіком $\frac{W_1}{W_{2\infty}} = 1{,}6$.

$$\beta_2 = \arcsin\left(\frac{W_1}{W_{2\infty}}\frac{\Psi_2}{\Psi_1}\frac{V'_{2m}}{V'_{1m}}\sin\beta_1\right) = \arcsin\left(1{,}6\cdot\frac{1{,}07}{1{,}468}\cdot\frac{1{,}98}{2{,}64}\sin 22{,}49°\right) = 19{,}55°$$

2.1.7 Уточнення зовнішнього діаметра робочого колеса з урахуванням кінцевого числа лопатей

Поправка K_z на кінцеве число лопатей може бути визначена за формулою Пфлейдерера:

$$K_z = \frac{1}{1+p},$$

де

$$p = 2\frac{\Psi}{z}\frac{1}{1-\left(\frac{D_1}{D_2'}\right)^2}.$$

Коефіцієнт Ψ визначається залежно від n_s:

- при $n_s < 150$:

$$\Psi = (0,55-0,65) + 0,6\sin\beta_2,$$

де менші значення Ψ беруться для ретельно виконаних робочих коліс із лопатевими відводами;

- при $n_s = 150-200$:

$$\Psi = 1,6\left(\sin\beta_2 + \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \sin\beta_1\right);$$

- при $n_s > 200$:

$$\Psi = \left(1,7 + 13,3\left(\frac{V_{2m}}{U_2 tg\beta_2}\right)^2\right)\sin\beta_2.$$

Приймаємо

$$\Psi = (0,55-0,65) + 0,6\sin 19,55^\circ = 0,801$$

$$p = 2\frac{\Psi}{z}\frac{1}{1-\left(\frac{D_1}{D_2'}\right)^2} = 2\frac{0,801}{6}\frac{1}{1-\left(\frac{148}{470}\right)^2} = 0,296$$

$$K_z = \frac{1}{1+p} = \frac{1}{1+0,296} = 0,772$$

Теоретичний напір при нескінченному числі лопатей

$$H_{T\infty} = \frac{H}{\eta_Г K_z} = \frac{60}{0,901\cdot 0,772} = 86,26 \text{ м.}$$

Меридіанна швидкість на виході з урахуванням стиснення

$$V_{2m} = \Psi_2 V_{2m}' = 1,07\cdot 1,98 = 2,12 \text{ м/с.}$$

Колова швидкість на виході з робочого колеса

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2tg\beta_2} + \sqrt{\left(\frac{V_{2m}}{2tg\beta_2}\right)^2 + gH_{T\infty} + V_{1U}U_1} =$$

$$= \frac{2,12}{2tg19,55°} + \sqrt{\left(\frac{2,12}{2tg19,55°}\right)^2 + 9,81 \cdot 86,26 + 0} = 32,23 \text{ м/с.}$$

Уточнений діаметр робочого колеса

$$D_2 = \frac{60U_2}{\pi n} = \frac{60 \cdot 32,23}{\pi \cdot 1470} = 0,420 \text{ м.}$$

2.1.8 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку на виході з робочого колеса

Після визначення s_2 та D_2 уточнюють коефіцієнт стиснення потоку на виході з робочого колеса

$$\Psi'_2 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot s_2}{\pi D_2 \sin\beta_2}}.$$

При цьому повинна бути забезпечена умова $\left|\Psi'_2 - \Psi_2\right| \le 0,01$. Якщо ця умова не виконується, то роблять друге наближення, задаючись $\Psi''_2 = \Psi'_2$, визначають V_{2m}, β_2 та D_2. Обчислення повторюють, поки не буде виконана умова $\left|\Psi'_1 - \Psi_1\right| \le 0,01$.

1-е приближення

$$\Psi'_2 = \frac{1}{1 - \frac{6 \cdot 6}{\pi \cdot 420 \cdot \sin 19,55}} = 1,089$$

$\left|1,067 - 1,07\right| = 0,003 < 0,01$ - умова виконується.

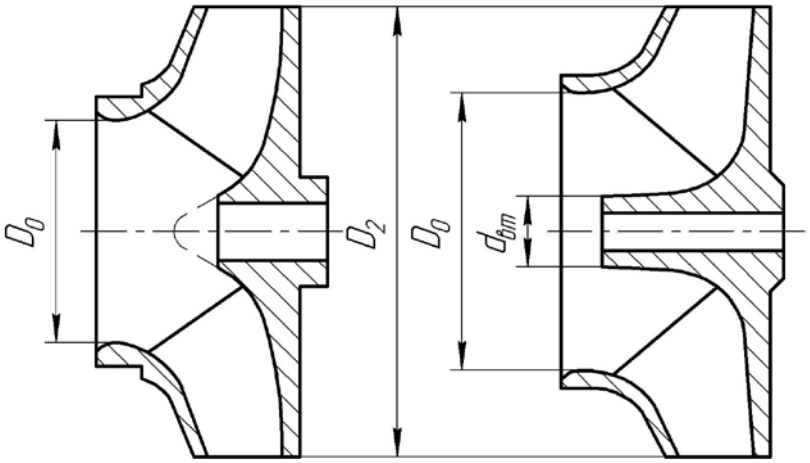
Ширину робочого колеса на вході знаходимо з виразу

$$b_2 = \frac{Q_{р.к.}}{\pi D_2 V_{2m} 3600} = \frac{218,8}{\pi \cdot 0,420 \cdot 2,12 \cdot 3600} = 0,022 \text{ м.}$$

2.2 Проектування меридіанного перерізу робочого колеса

2.2.1 Загальні відомості

Форма меридіанного перерізу лопатевого колеса залежить від положення втулки колеса. Робочі колеса відцентрових насосів можуть мати заглиблену або висунуту втулку (рис. 2.3).



а) *б)*

Рисунок 2.3 – Форма меридіанного перерізу робочого колеса:
а – робоче колесо консольного насоса;
б – робоче колесо насоса із прохідним валом

Колеса із заглибленою втулкою (рис. 2.3 а), як правило, застосовуються у одноступінчастих насосах із консольним розміщенням колеса на валу. У таких колесах втулка не стискає вхідний переріз, і діаметр вхідної горловини D_0 дорівнює приведеному діаметру входу у колесо $D_{1пр}$.

Колеса з висунутою втулкою (рис. 2.3 б) застосовуються у одноступінчастих та багатоступінчастих насосах з прохідним валом та у шнеко-відцентрових насосах. Для таких колес діаметр вхідної горловини визначається за формулою

$$D_0 = \sqrt{D_{1пр}^2 + d_{вт}^2} .$$

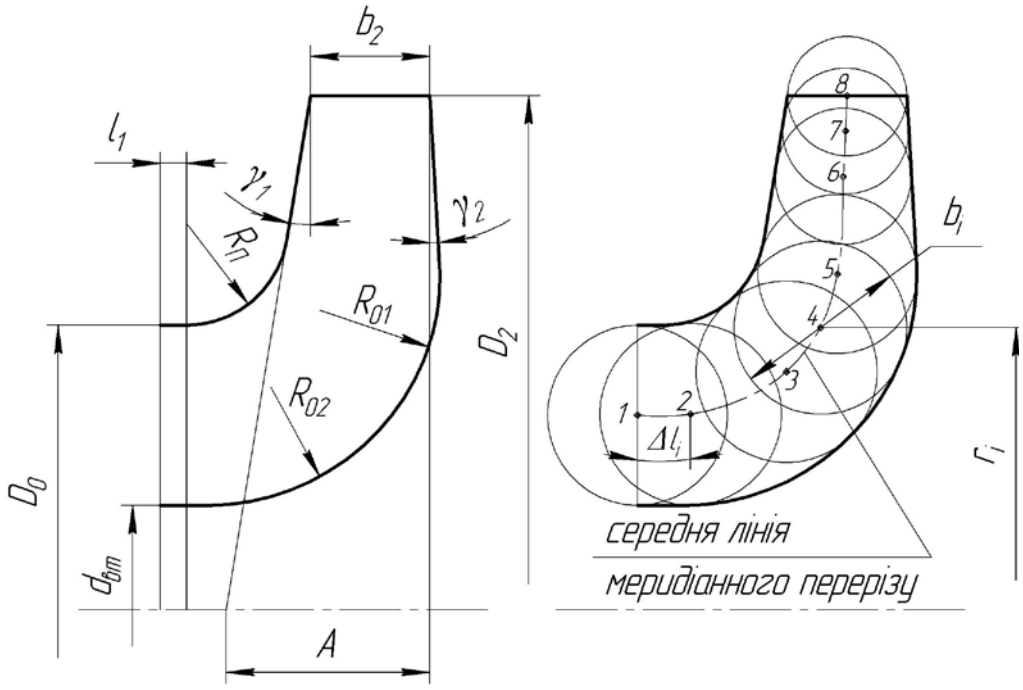
З урахуванням конструктивних міркувань вибирають положення втулки, намічають контур меридіанного перерізу колеса, керуючись при цьому такими рекомендаціями:

- контури меридіанного перерізу повинні бути плавно окресленими. Кожна зі стінок утворюється двома відрізками прямих, з'єднаних одним або декількома радіусами (застосовувати лекальні криві не допускається, оскільки це ускладнює виготовлення робочого колеса);
- нахил стінок на виході (див. рис. 2.4) $\gamma_1 = \gamma_2 = 0 - 5^0$. Можливі випадки $\gamma_1 \neq \gamma_2$ (тоді $\gamma_1 > 5^0$, а $\gamma_2 = 0$);
- при виборі окреслень стінок необхідно уникати як надмірного збільшення осьового розміру робочого колеса, так і значного його зменшення. У першому випадку

матимемо нераціональне збільшення довжини, а отже, і маси колеса; у другому внаслідок малого радіуса $R_П$ (рис. 2.4 а) виникає небезпека відриву потоку від передньої стінки. Як правило, це $l_1 = 0$ або $l_1 = 0,05D_0$;

- площа нормального перерізу проточної частини робочого колеса повинна плавно зростати від входу до виходу. На графіку зміни площ (рис. 2.5) найкращі результати дає вигнута крива $F = f(l)$, спрямована приблизно за бісектрисою кута [3]. Необхідно зауважити, що робоче колесо з розширеною (з метою підвищення його антикавітаційних якостей) вхідною воронкою тут не розглядаються.

Місцеве розширення меридіанного перерізу колеса на повороті компенсує стиснення перерізу лопатями, які, як правило, починаються у цій зоні. Зазначене розширення рекомендується виконувати головним чином за рахунок збільшення радіуса кривизни покривного диска колеса. При цьому зменшується нерівномірність розподілу швидкості на повороті, що сприяє зниженню гідравлічних втрат у колесі.



а) *б)*

Рисунок 2.4 – До проектування меридіанного перерізу

2.2.2 Побудова меридіанного перерізу

Контури меридіанного перерізу знаходять методом послідовних наближень.

Намічають попередньо «на око» контури перерізу. Рекомендується при цьому орієнтуватися на існуючі робочі колеса з подібним коефіцієнтом швидкохідності.

Для того щоб з'ясувати характер зміни площі нормального перерізу проточної частини колеса для наміченого меридіанного перерізу, необхідно побудувати графік $F = f(l)$ (див. рис. 2.5), де l - відстань вздовж середньої лінії меридіанного перерізу колеса від входу до виходу. При цьому робимо так: у намічений меридіанний переріз

колеса вписуємо тонкими лініями від входу до виходу $8-10$ кіл. У зоні повороту потоку кола, як правило, розташовують густіше. Центр першого кола розміщується на лінії, проведеної перпендикулярно до осі колеса через точку, розміщену на відстані l_i від центра дуги радіусом $R_П$ (див. рис. 2.4 а). Центр останнього кола розміщується на лінії, що визначається зовнішнім діаметром колеса.

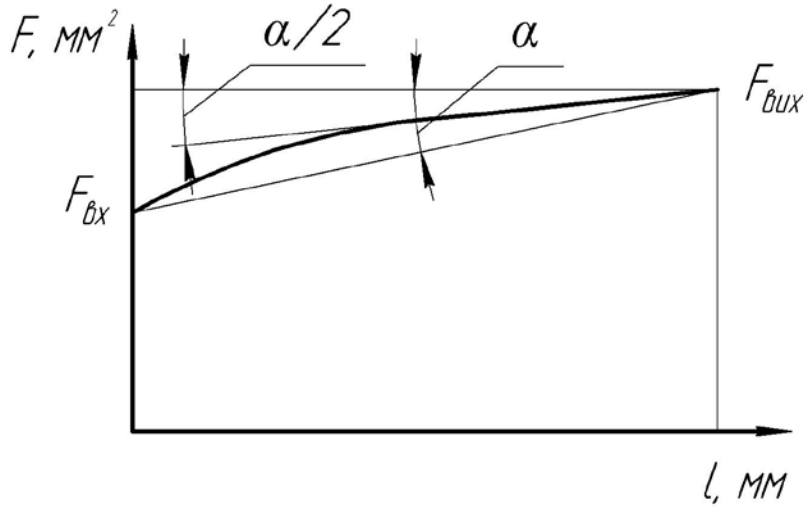


Рисунок 2.5 – Рекомендований графік зміни площ меридіанного перерізу робочого колеса

З'єднуючи центри вписаних кіл плавною лінією, отримують середню геометричну лінію меридіанного перерізу. Центри вписаних кіл нумеруються цифрами 1, 2, 3, … від входу до виходу.

Далі обчислюють площі нормальних перерізів:

- початкового (на вході у робоче колесо):

$$F_{вх} = \frac{\pi}{4}\left(D_0^2 - d_{вт}^2\right),$$

- кінцевого (на виході з колеса):

$$F_{вих} = \pi D_2 b_2,$$

- проміжних:

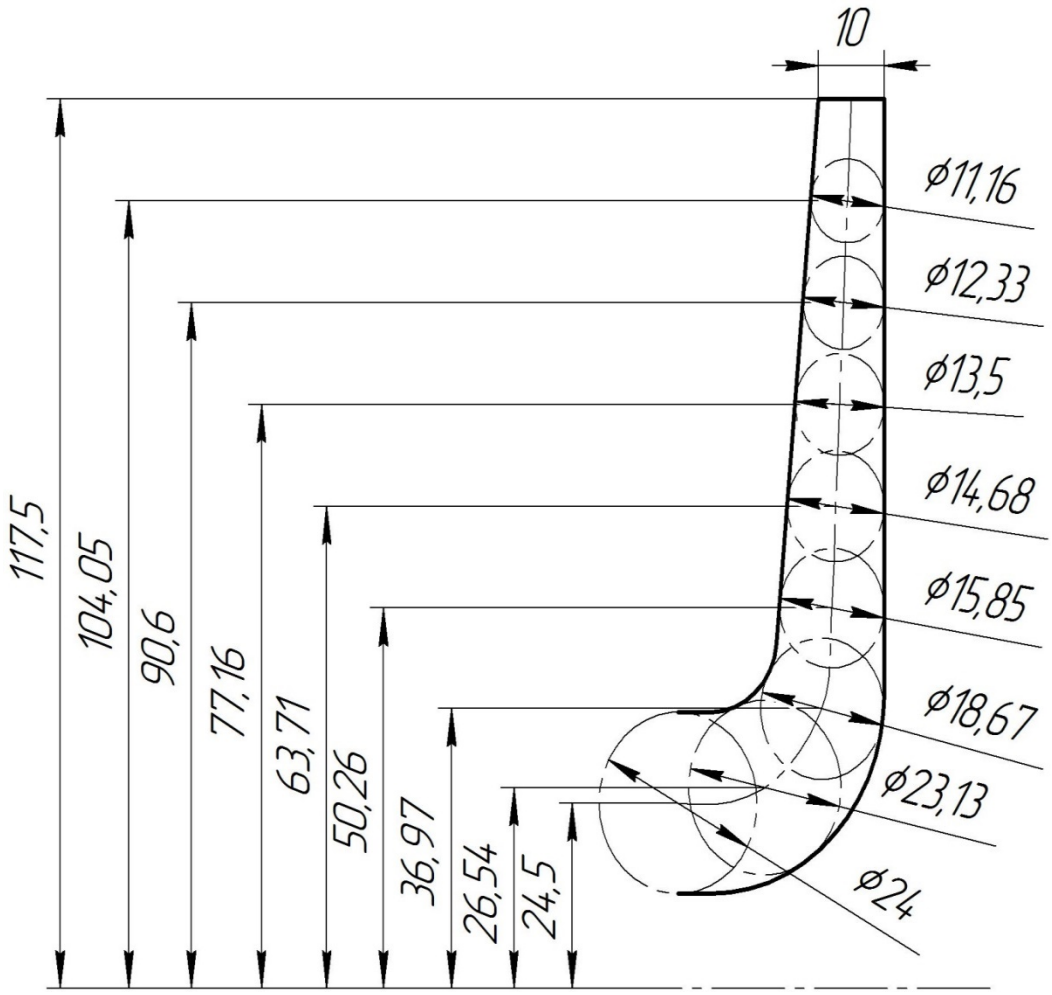
$$F_i = 2\pi r_i b_i,$$

де r_i - відстань від осі колеса до центра вписаного кола;

b_i - діаметр вписаного кола.

Величини r_i та b_i визначаються з креслення.

Результати обчислень зводяться до таблиці 1.



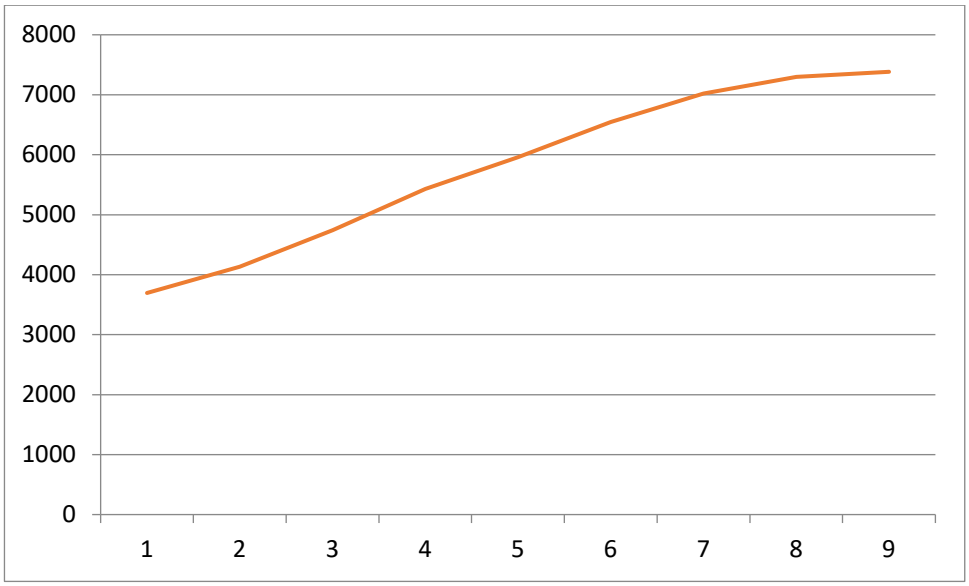
Побудова меридіанного перерізу

Таблиця 1 – Розрахунок площ меридіанного перерізу

Номер точки	r_i, мм	b_i, мм	Δl_i, мм	F_i, мм^2
1	24.5	24	13.46	3695
2	26.54	23.13	26.92	4132
3	36.97	18.67	40.38	4743
4	50.26	15.85	53.84	5431
5	63.71	14.68	67.3	5960
6	77.16	13.5	80.76	6545
7	90.6	12.33	94.22	7019
8	104.05	11.16	107.68	7296
9	117.5	10	121.14	7383

За даними таблиці будують приблизний графік $F = f(l)$. Відстань Δl_i вздовж середньої лінії меридіанного перерізу від першої точки до кожної наступної (2, 3, …) визначається з креслення.

Далі порівнюють результати розрахунку з рекомендованим графіком. Як правило, побудову меридіанного перерізу робочого колеса повторюють декілька разів, поки не буде отримано бажаного графіка $F = f(l)$. При цьому зміна форми меридіанного перерізу робочого колеса досягається за рахунок зміни розміру A та радіусів $R_П$, R_{01}, R_{02} .



Графік зміни площ меридіанного перерізу

2.3 Підготовка меридіанного перерізу робочого колеса для профілювання лопаті

Підготовка меридіанного перерізу колеса полягає у побудові розрахункових ліній течії. Для побудови розрахункових ліній течії (струминок) необхідно на меридіанному перерізі колеса спочатку побудувати нормалі та прийняти розподіл меридіанної швидкості у перерізах колеса вздовж нормалей.

2.3.1 Побудова нормалей

Нормалями називають лінії, перпендикулярні до ліній течії. Розглянемо наближений спосіб побудови нормалей на меридіанному перерізі колеса.

У меридіанний переріз вписуються тонкими лініями рівномірно від входу до виходу 8-10 кіл. Кола вписуються так само, як і при побудові графіка $F = f(l)$ (див. рис. 4), тому можна використовувати раніше вписані кола.

Відмічають точки *A* і *C* дотику вписаного кола з контуром меридіанного перерізу (рис. 2.6 а). Точкою *O* позначається центр вписаного кола. Проводяться відрізки *AO, CO* та *AC*. З точок *A* та *C* перпендикулярно до відрізків *AO* і *CO* проводять промені, що перетинаються у точці *K*, з якої радіусом *R=KA=KC* проводиться дуга *AC*, що береться за нормаль.

Таким способом будуються й інші нормалі, які нумеруються від входу до виходу (рис. 6 б). Перша нормаль – пряма лінія, перпендикулярна до осі колеса, а остання збігається з лінією меридіанного перерізу, яка визначається діаметром D_2.

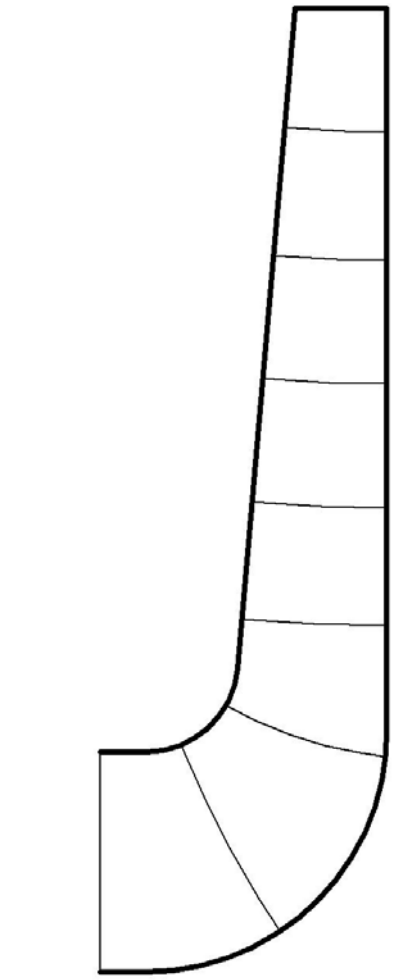


Рисунок 2.6 – Побудова нормалей

2.3.2 Побудова ліній течії

Лінії течії утворюються перерізом поверхонь течії меридіанною площиною (рис. 2.7). По ширині меридіанного перерізу робочого колеса меридіанна швидкість рідини V_m розподіляється нерівномірно, причому нерівномірність тим більша, чим ширшим є канал та меншим радіус. Точний розподіл швидкості V_m вздовж нормалей невідомий. З урахуванням цього при проектуванні відцентрових робочих коліс насосів набула поширення так звана схема рівношвидкісного потоку, за якою меридіанна швидкість $V_m = \frac{Q_{р.к.}}{F}$ береться сталою вздовж нормалі. Практика показала, що розрахунок робочого колеса відцентрових насосів за прийнятою спрощеною схемою $(V_m = const)$ вздовж нормалі досить добре забезпечує задані параметри. Розрахункові лінії течії зручно проводити таким чином, щоб вони ділили меридіанний переріз робочого колеса на ділянки, у яких протікала б однакова кількість рідини. Кількість таких ділянок залежить від n_s та орієнтовно може бути визначена з таблиці 2.

Таблиця 2

n_s	<100	100-150	150-300	300-450
Кількість потоків k	2	3	4-5	6-7
Кількість розрахункових перерізів (ліній течії) n	3	4	5-6	7-8

Приймаємо кількість потоків – 2.

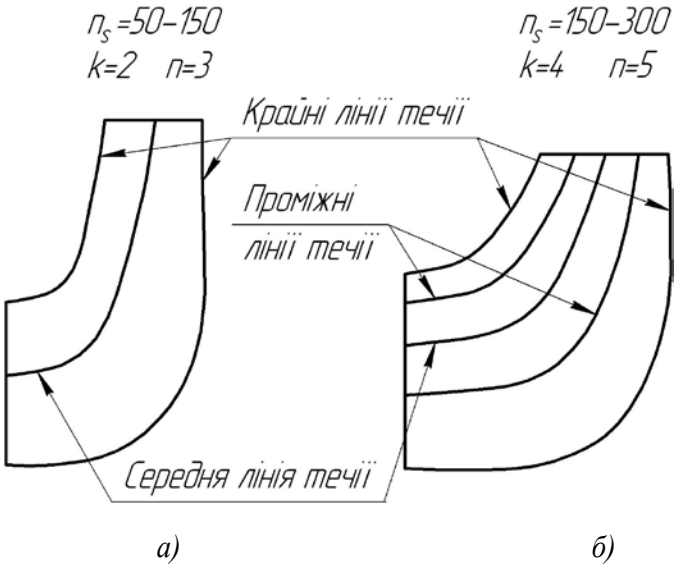


Рисунок 2.7 – Меридіанний переріз із проміжними лініями течії

Таким чином, за умови рівношвидкісного потоку, що відповідає постійності меридіанної швидкості V_m вздовж даної нормалі, через кожну струминку, окреслену лініями течії, протікають рівні кількості рідини:

$$q = \frac{Q_{р.к.}}{3600k} = 2\pi V_m \left(r_{ц.т.} l\right)_1 = 2\pi V_m \left(r_{ц.т.} l\right)_2 = 2\pi V_m \left(r_{ц.т.} l\right)_k$$

де $Q_{р.к.}$ - постійна витрата через робоче колесо;

l - довжина відрізка нормалі між сусідніми лініями течії;

$r_{ц.т.}$ - відстань від центра тяжіння відрізка l до осі колеса.

Оскільки швидкість V_m вздовж нормалі стала, то наведена вище умова матиме вигляд

$$r_{ц.т.} l = const .$$

Побудову ліній течії починають з розмітки точок на вихідній кромці п-п (рис. 8), на якій відкладають рівні відрізки $\frac{b_2}{k}$. Положення ліній течії на вході у робоче колесо (переріз *1-1*) визначають з рівності

$$D_0^2 - d_k^2 = d_k^2 - d_{k-1}^2 = ... = \frac{D_0^2 - d_{вт}^2}{k}.$$

Контури ліній течії між входом та виходом знаходять методом послідовних наближень. Необхідно провести ці лінії таким чином, щоб проточна частина колеса була розділена на частини, у яких протікали б однакові кількості рідини q. Для цього нормаль розбивають на ділянки l', l'' та l''' (рис. 8). Після нанесення ділянок для кожної з них обчислюють добуток $r_{ц.т.}l$. Величини $r_{ц.т.}$ та l визначаються з креслення. При цьому повинна виконуватися умова $r'_{ц.т.}l' = r''_{ц.т.}l'' = r'''_{ц.т.}l'''$. Якщо цього не досягнуто, виконується коригування ліній течії.

Коригування закінчують, якщо відхилення між добутками на одній нормалі не перевищує 5%.

Ділянки нормалі у багатьох випадках унаслідок їх малої кривизни можна замінити на відрізки прямих.

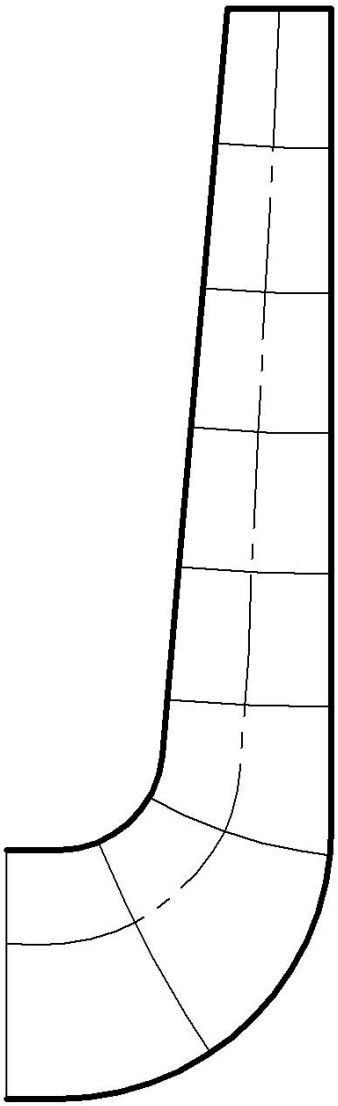


Рисунок 2.8 – Побудова ліній течії

2.4 Профілювання лопаті

2.4.1 Загальні положення

Найбільш поширеним у насособудуванні способом профілювання лопатей є метод конформного відображення поверхні течії на поверхню обертання, що розгортається (конус або циліндр). При конформному відображенні кути лопатей зображуються без спотворення, а подібні лінійні розміри – пропорційні. Профілювання лопаті здійснюють у наступній послідовності: будують координатну сітку на поверхні току; профілюють поверхні лопаті на розгортці циліндру; будують меридіанні перерізи поверхні лопаті на меридіанній проекції робочого колеса та лопаті у плані.

2.4.2 Побудування координатної сітки на розгортці циліндра

Координатна сітка необхідна для встановлення взаємозв'язку між відповідними точками поверхні течії та конформної діаграми. Сітка на розгортці відображувального циліндра (рис. 2.9) утворюється системою вертикальних та горизонтальних ліній (меридіанів та паралелей), проведених із відстанями між ними відповідно ΔS та ΔL. Меридіани відповідають перерізам поверхні течії рядом меридіанних площин. Паралелі відповідають ряду концентричних кіл на поверхні течії, співвісних робочому колесу. Для побудови координатної сітки задаються кутом $\Delta\phi$ між меридіанними перерізами відображувального циліндра (рис. 9), який, як правило беруть таким, що дорівнює 5-10º, та радіусом конформного циліндра $R_{к.ц.} = 150 - 200$ мм (іноді припускають, що $R_{к.ц.} = R_2$), після чого визначають розміри ΔS та ΔL за формулами

$$\Delta L = \frac{R_{к.ц.}}{C},$$

де C - стала, що, як правило, береться такою, що дорівнює 10 (для спрощення розрахунків);

$$\Delta S = \frac{\pi R_{к.ц.} \Delta\phi^o}{180^o}.$$

Приймаємо $R_{к.ц.} = 200$ мм, $C = 10$, $\Delta\phi = 10°$. Тоді

$$\Delta L = \frac{200}{10} = 20 \text{ мм},$$

$$\Delta S = \frac{\pi R_{к.ц.} \Delta\phi^o}{180^o} = \frac{3{,}14 \cdot 200 \cdot 10}{180} = 34{,}91 \text{ мм}.$$

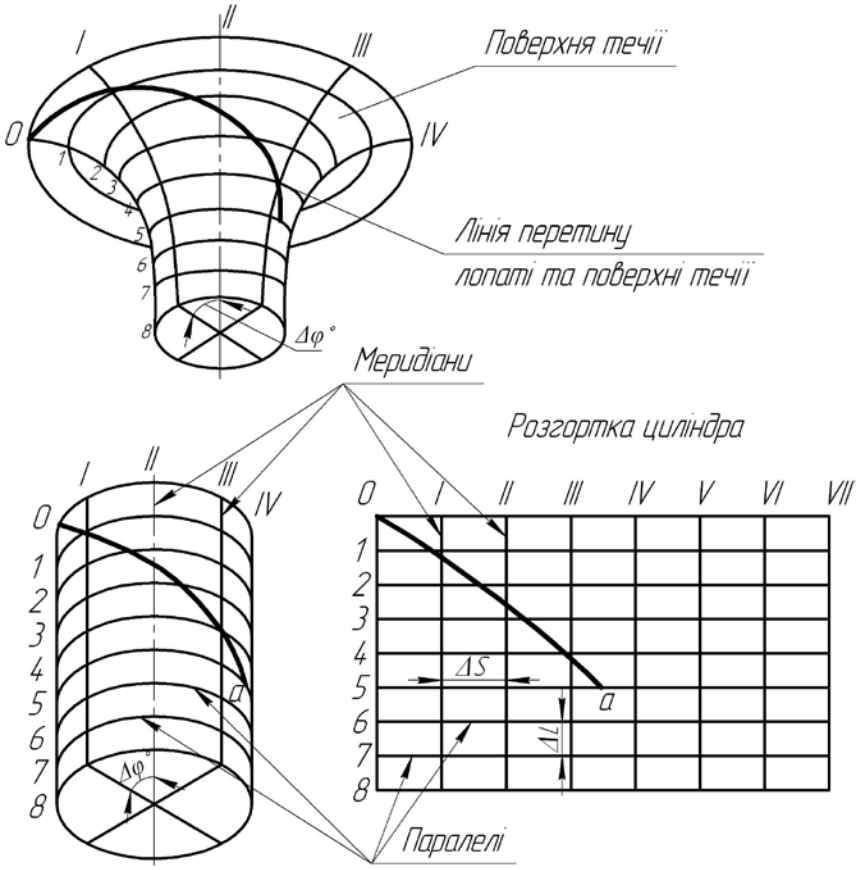


Рисунок 9 – Сітка на розгортці відображувального циліндра

2.4.3 Побудова конформного відображення координатної сітки на поверхні течії

Ця побудова полягає у розбивці усіх розрахункових ліній течії *a*, *b*, *c* (рис. 10) на відрізки Δl за умовами конформності

$$\frac{r_{icp}}{\Delta l_i} = \frac{R_{к.ц.}}{\Delta L} = const,$$

де r_{icp} - відстань від осі робочого колеса до середини відрізка Δl.

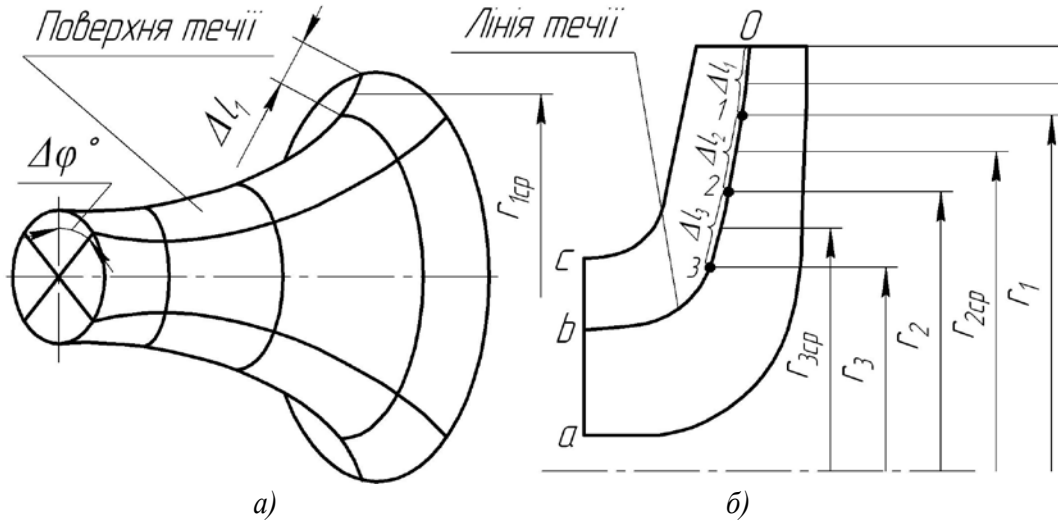


Рисунок 10 – Розбивка ліній течії

Для циліндричної поверхні $R_{к.ц.} = const$, $\Delta l = const$. Для поверхні течії (рис. 10 а) $r \neq const$, тоді й $\Delta l \neq const$. Величини відрізків на лініях течії будуть зменшуватися від виходу до входу відповідно зі зменшенням відстані r. При розрахунку відрізків Δl можна застосувати метод послідовного наближення. У першому наближенні довжину відрізка можна визначити з виразу

$$\Delta l_1' = r_{1ср}' \frac{\Delta L}{R_{к.ц.}},$$

де $r_{1ср}' = R_2$.

Відкладають відрізок $\Delta l_1'$ від вихідної точки 0 вздовж лінії течії у бік входу, потім знаходять середину відрізка $\Delta l_1'$ та з креслення визначають уточнену відстань $r_{1ср}''$ від осі робочого колеса до середини відрізка $\Delta l_1'$. Обчислюють уточнене значення довжини відрізка (друге наближення)

$$\Delta l_1'' = r_{1ср}'' \frac{\Delta L}{R_{к.ц.}}.$$

Якщо величина $\Delta l_1''$ відрізняється від $\Delta l_1'$ більш ніж на 5%, то аналогічно виконується наступне наближення. Як правило, досить двох-трьох наближень. Уточнену величину Δl_1 відкладають від вихідної точки 0 вздовж відповідної лінії течії у бік входу. Отримують точку *1*, яка є перетином кола паралелі з лінією течії. Аналогічно визначається наступний відрізок Δl_2, лише за вихідну точку береться отримана точка *1*. При цьому у першому наближенні беремо $r_{2ср}' = r_1$. Таким методом розбивається на відрізки Δl кожна лінія течії. Кількість розміщених відрізків повинна бути такою, щоб захоплювалась область, у якій передбачається розміщення вхідної кромки лопаті. Після розбивки кожної лінії течії на відрізки Δl необхідно виконати контроль

$$\sum \Delta l = l_{0-i},$$

де $\sum \Delta l$ - сумарна довжина відрізків Δl;

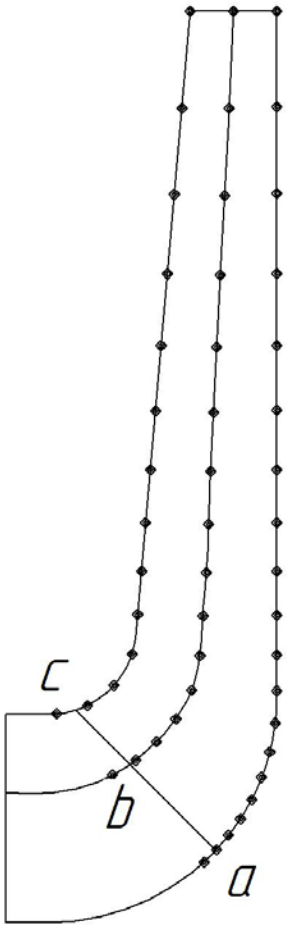
l_{0-i} - загальна довжина даної лінії течії від початкової точки 0 до останньої точки розмітки *i*.

Довжина координатної сітки у горизонтальному напрямку визначається кутом охвата Θ лопаті, який в основному залежить від n_s (табл. 4).

Таблиця 4

n_s	50-70	70-100	100-300	300-400
Θ, град	140-120	120-110	110-80	80-60

Приймаємо кут охвату 120°.



Побудова координатної сітки

2.4.4 Профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра

Поверхня лопаті на розгортці циліндра профілюється з урахуванням таких рекомендацій:

1. Кут нахилу лопаті β на кожній розрахунковій лінії течії повинен плавно збільшуватися або зменшуватися від кута β_1 до кута β_2.

2. Вхідну кромку лопаті робочого колеса бажано розмістити у одній меридіанній площині (на розгортці циліндра – вертикально). При цьому спрощується технологія виготовлення та контролю виконання вхідних кромок лопатей колеса.

Якщо від відцентрового насоса вимагаються підвищені кавітаційні властивості , то його лопаті необхідно продовжити у бік входу і у цьому випадку вхідну кромку можна розмістити нахилено, тобто не в одній меридіанній площині (на рис. 11 – пунктирна лінія).

3. Ділянка поверхні лопаті поблизу виходу з робочого колеса повинна мати постійний кут нахилу β на кожній розрахунковій лінії течії на довжині, що визначається на розгортці циліндра величиною $\delta = \frac{t}{2}$, де t - лінійний крок лопатей на розгортці циліндра (рис. 11).

$$t = \frac{2\pi R_{к.ц.}}{z}.$$

Постійний кут нахилу лопатей на виході робочого колеса на зазначеній ділянці полегшує розрахунок теоретичного напору та контроль величини кута β_2.

4. Кут охвата лопаті у плані (кут між меридіанними перерізами, що проходять через вхідну та вихідну кромки лопаті на розглядуваній лінії течії) повинен відповідати умові

$$\Theta \geq 1,5t^0,$$

де $t^0 = \frac{360^0}{z}$ - кутовий крок лопатей.

Порядок профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра такий (див. рис. 11):

- через точку *I* координатної сітки проводять промінь під кутом β_2;
- на відстані $\delta \geq \frac{1}{2}t$ від точки *I* проводять меридіан (пунктирна лінія), яка перетинає промінь у точці $n_Л$;
- з урахуванням вибору кута охвату лопаті та положення вхідної кромки намічають меридіан *i-i*;
- паралелі точок *a*, *b*, *c* для кожної лінії течії визначають у відповідності до розміщення вхідної кромки у меридіанному перерізі. Перенесення точок вхідної кромки (*a*, *b*, *c*) на конформну діаграму здійснюється за допомогою перехідного графіка або за допомогою властивостей конформного відображення (див. рис. 19) за залежністю

$$\frac{x_i}{\Delta L} = \frac{y_i}{\Delta l_i},$$

де x_i - відстань від поточної паралелі до шуканої точки вхідної кромки конформної діаграми;

y_i - відповідна відстань на лінії течії.

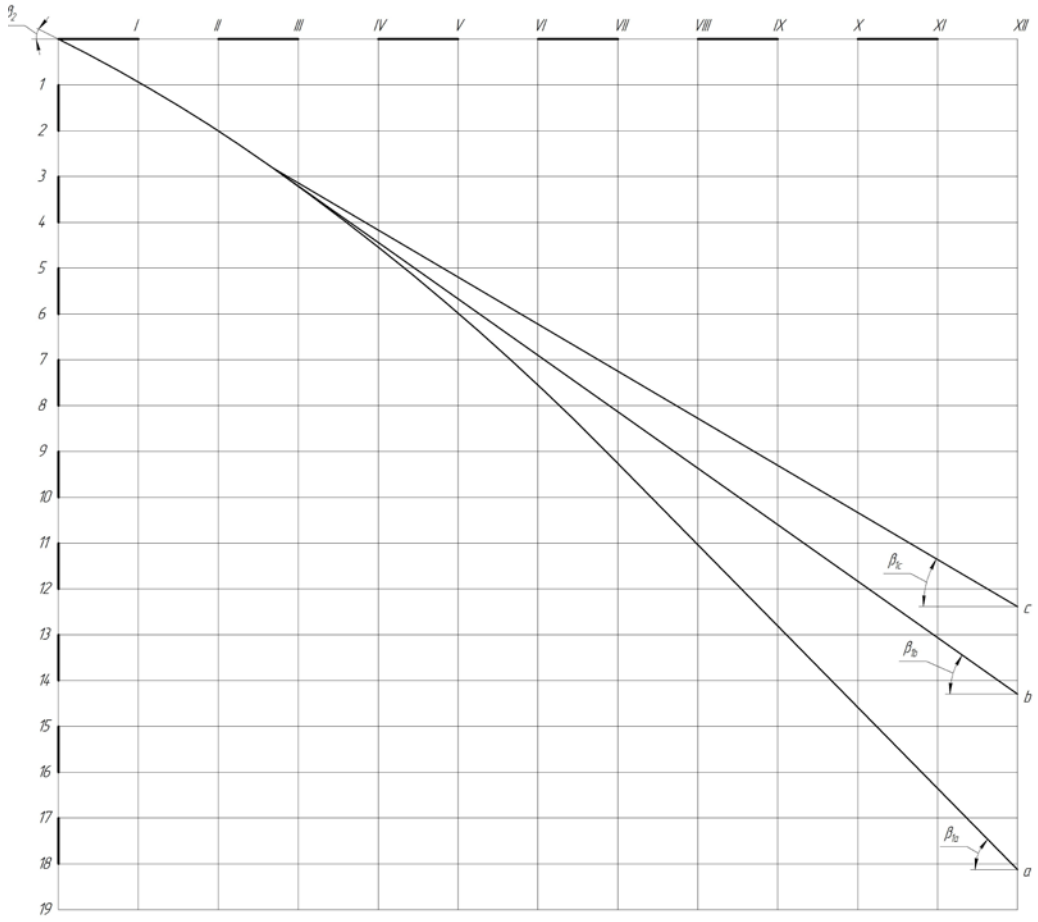


Рисунок 2.11 – Профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра (конформна діаграма)

Через точки *a, b, c* проводимо промені під кутами β_{1a}, β_{1b}, β_{1c} до перетину променя, проведеного під кутом β_2 у точках, що лежать нижче від точки $n_Л$.

2.4.5 Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції робочого колеса

Меридіанними перерізами називаються лінії перерізу поверхні лопаті з площинами, що проходять через вісь робочого колеса. Меридіанні перерізи виконуються для контролю плавності профільованої поверхні лопаті та подальшого проектування робочого колеса.

Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції здійснюється на основі конформної діаграми.

На лінії течії меридіанного перерізу переносяться відповідні точки з конформної діаграми (рис. 19) для кожної лінії течії окремо за допомогою співвідношення

$$\frac{x_i}{\Delta L} = \frac{y_i}{\Delta l_i},$$

де x_i - відстань від шуканої точки до паралелі на координатній сітці;

y_i - відповідні відстань на лінії течії меридіанного перерізу.

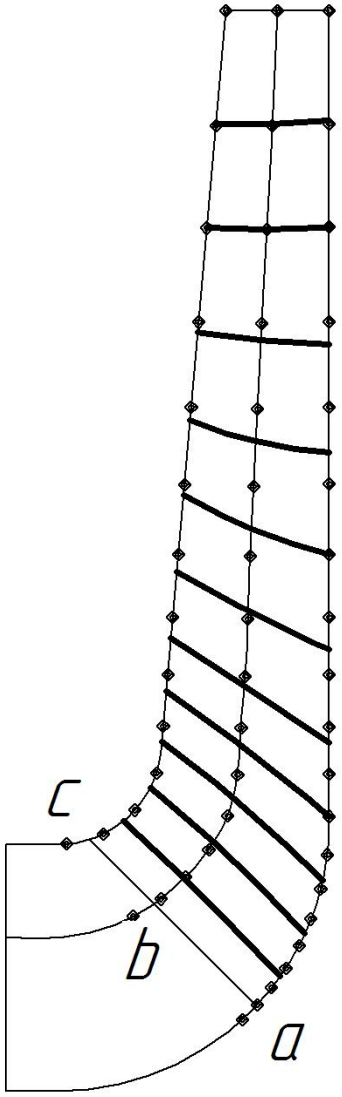


Рисунок 2.19 – Побудова меридіанних перерізів робочої поверхні лопаті

Для більш точної побудови рекомендується будувати перехідні графіки $l = f(\Delta L)$ для розрахункових ліній течії.

2.4.6 Побудова лопаті у плані

Проекцію лопаті на площину, перпендикулярну до осі обертання робочого колеса, називають планом лопаті (див. рис. 2.20).

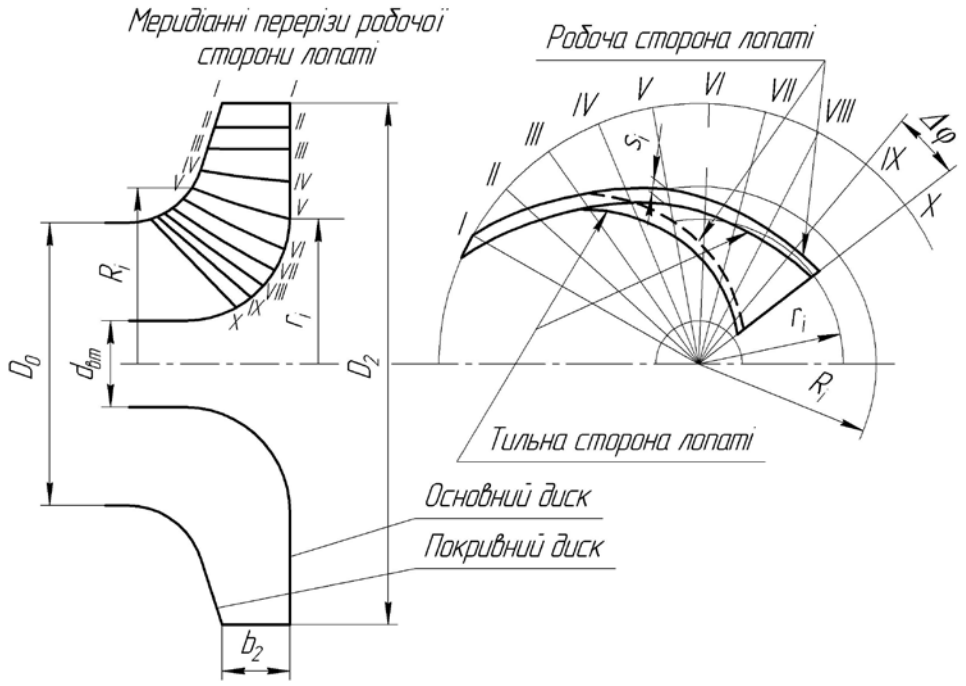


Рисунок 20 – Побудова лопаті у плані

Для побудови лопаті у плані креслять два кола діаметрами D_2 та $d_{вт}$, потім проводять у вигляді радіальних променів меридіани *I*, *II*, *III*… тощо з кутовим кроком $\Delta\phi$. Нумерація меридіанів повинна зростати у бік обертання колеса.

На меридіанній проекції вимірюють відстані R_i та r_i від осі робочого колеса до точок перетину меридіанних перерізів з лініями течії на основному та покривному дисках і переносять ці відстані на план. Отримані точки з'єднують плавними кривими, отримуючи таким чином робочі сторони лопаті по основному та покривному дисках. Потім на плані відкладають нормальні товщини лопаті s_i та будують тильну сторону лопаті. Вхідна кромка утворюється радіальною прямою.

2.5 Розрахунок і проектування спірального відводу з тангенціальним виходом

2.5.1 Визначення діаметра початкової окружності

Діаметр початкової окружності D_3 рекомендують вибирати з умови мінімальних гідравлічних втрат у зазорі між робочим колесом і відводом і мінімальною віброактивністю насоса. Цю умову задовольняє такий вираз для D_3, м:

$$D_3 = 2R_3 = 2(1,03-1,05)R_2 = (1,03-1,05)0,235 = 0,242-0,247 \text{ мм}$$

Приймаємо

$$D_3 = 0,245 \text{ мм}$$

2.5.2 Визначення ширини входу в спіраль

Ширину b_3 вибирають залежно від ширини b_2 і діаметра D_2 на виході лопатевого колеса:

$$b_3 \approx b_2 + 0,05D_2 = 0,010 + 0,05 \cdot 0,235 = 22 \text{ мм}$$

2.5.3 Вибір кута нахилу бічних стінок спіралі

Нахил бічних стінок може задаватися відношенням a / h або кутом γ (див. рис. 2.4).

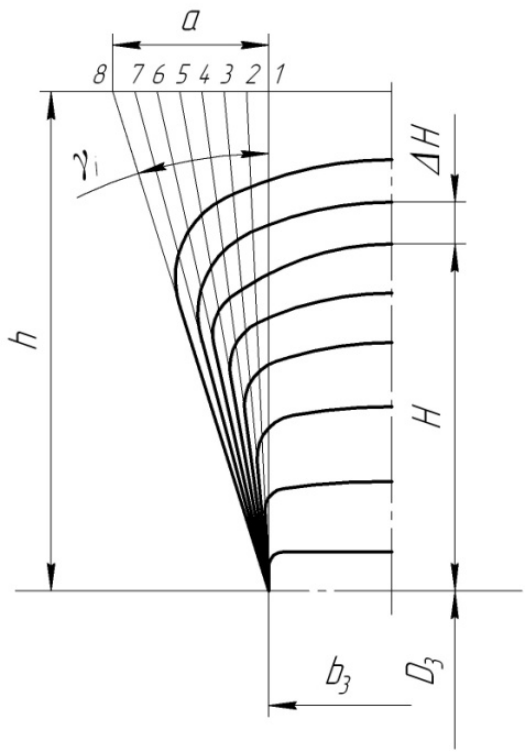


Рисунок 1.4 – Нахил бічних стінок спірального відводу

Кут нахилу бічних стінок можна задати, знаючи коефіцієнт швидкохідності. Так, для $n_s = 50-60$ $\gamma = 10-16^o$ ($a / h = 0,18-0,3$), а для $n_s > 80$ $\gamma = 14-22^o$ ($a / h = 0,25-0,4$).

Приймаємо $\gamma = 16^o$

При $n_s > 80$ кут γ рекомендується поступово зменшувати, переходячи від розрахункового перерізу до нульового. При цьому ширина спіралі a ділиться на рівні відрізки (див. рис. 2.4), кількість яких відповідає кількості перерізів спіралі (як правило, будується 8, 12 або 16 перерізів, але частіше – 8).

2.5.4 Визначення кута обхвату спіралі в плані

Кут обхвату спіралі $\phi_{сп}$ (див. рис. 2.5) залежить від коефіцієнта швидкохідності n_s.

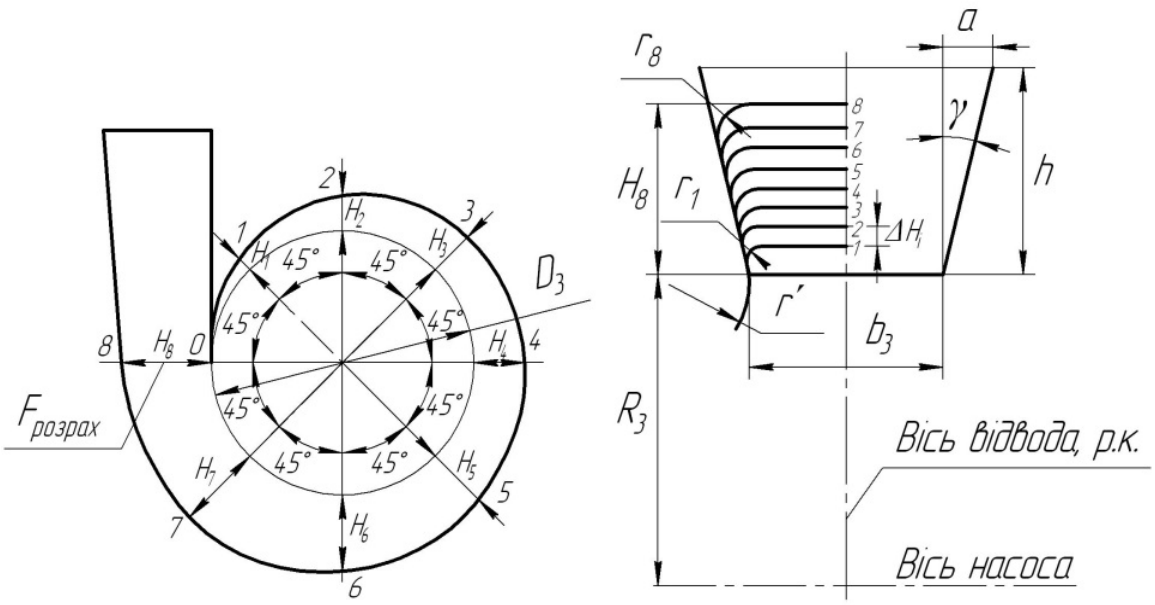


Рисунок 1.5 – План спірального відвода (а) і меридіанний переріз відвода (спіралі) (б)

Приймаємо $\varphi_{сп} = 360°$.

2.5.5 Визначення пропускної здатності спіралі у вихідному перерізі

Пропускна здатність спіралі $A_{сп.розрах}$, м, у вихідному перерізі визначається за формулою

$$A_{сп.розрах} = \frac{\phi_{сп}}{360} \cdot \frac{\pi \eta_г n Q}{30 g H} = \frac{360}{360} \cdot \frac{3{,}14 \cdot 0{,}871 \cdot 1500 \cdot 60}{30 \cdot 9{,}81 \cdot 17} = 49{,}2.$$

2.5.6 Визначення площі розрахункового перерізу

Існує зв'язок між розмірами перерізу спіралі та витратою рідини через цей переріз, який можна описати, використовуючи основне рівняння спіральної камери:

$$Q_i = K_2 \int_{R_3}^{r_i} \frac{b}{r} dr.$$

У цьому рівнянні добуток $b \cdot dr = dS$ – елементарна площадка, виділена в розрахунковому перерізі. Тоді випливає, що площа розрахункового перерізу $S_{розрах}$ безпосередньо пов'язана з витратою рідини через цей переріз. Тому, зробивши послідовне інтегрування через елементарні площадки, можна визначити повну витрату рідини через розрахунковий переріз. Іншими словами, повна витрата рідини через розрахунковий

переріз визначається підсумовуванням витрат через елементарні площадки цього перерізу:

$$Q_{розрах} = \sum_{i=1}^{n} \Delta Q_i.$$

Для визначення площі розрахункового перерізу може бути використаний графоаналітичний метод, за яким розрахункова площа розбивається на n елементарних площадок ΔS_i однакової висоти Δr (див. рис. 2.6). Для більш точного розрахунку Δr краще брати якнайменшим (як правило, беруть $\Delta r = 1$ мм). Далі визначається витрата рідини через площадки, отримані витрати підсумовуються. При цьому постійно проводиться порівняння сумарної витрати з подачею насоса. Розрахунок проводиться доти, поки сумарна витрата не перевищить значення подачі насоса ($Q_{розрах} \approx 1,05Q$). Розрахунок при цьому зручно виконувати в табличній формі (див. табл. 2).

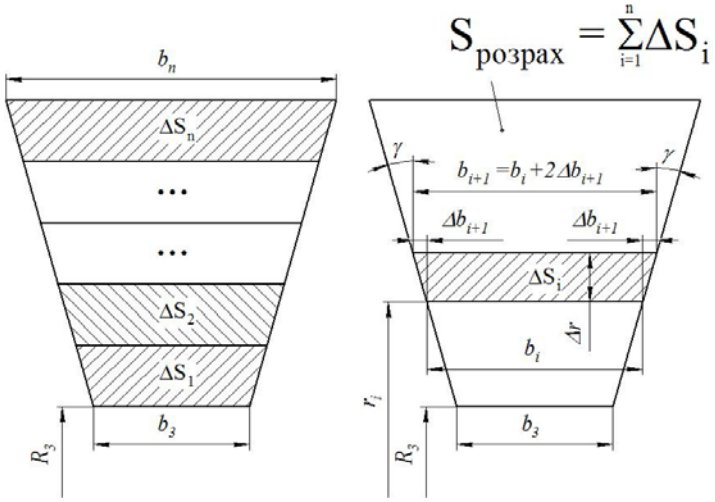


Рисунок 1.6 – Схема визначення площі розрахункового перерізу спіралі й основних розмірів елементарних площадок цього перерізу

У табл. 2 ширину проміжних перерізів b_{i+1} (див. рис. 2.6) можна визначити за формулою

$$b_{i+1} = b_i + 2\Delta b_{i+1} = b_i + 2 \cdot \Delta r \cdot tg(\gamma).$$

Момент швидкості K_2, м^2/с, на виході з робочого колеса для насосів типу К і В визначається так:

$$K_2 = V_{u_2} \cdot R_2 = \frac{g \cdot H_m}{\omega},$$

де V_{u_2} – окружна складова абсолютної швидкості потоку на виході з робочого колеса, м/с;

R_2 – зовнішній радіус робочого колеса, м;

$H_m = \frac{H}{\eta_г}$ – теоретичний напір, м;

$g = 9{,}81$ м/с^2 – прискорення вільного падіння;

$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$ – кутова швидкість обертання робочого колеса, с$^{-1}$.

Тоді

$$K_2 = \frac{30g \cdot H_m}{\pi n} = \frac{30 \cdot 9{,}81 \cdot 19{,}5}{3{,}14 \cdot 1500} = 1{,}218 \text{ м}^2/\text{с}.$$

Витрата ΔQ_i, м^3/с, через елементарну площадку визначається за формулою

$$\Delta Q_i = K_2 \cdot \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta r \cdot \frac{360}{\phi_{сп}}.$$

Таблиця 2 – Визначення площі розрахункового перерізу

	Δr, м	ri, м	bi, м	Bi =bi/ri	(Bi+Bi+1)/2	K2*Δr*(Bi+Bi+1)/2	ΔQi	ΣΔQi
1	0.001	0.1225	0.022	0.18				
2	0.001	0.1235	0.023	0.186	0.183	0.000223	0.000223	0.000223
3	0.001	0.1245	0.024	0.193	0.1895	0.000231	0.000231	0.000454
4	0.001	0.1255	0.025	0.199	0.196	0.000239	0.000239	0.000693
5	0.001	0.1265	0.026	0.206	0.2025	0.000247	0.000247	0.00094
6	0.001	0.1275	0.027	0.212	0.209	0.000255	0.000255	0.001195
7	0.001	0.1285	0.028	0.218	0.215	0.000262	0.000262	0.001457
8	0.001	0.1295	0.029	0.224	0.221	0.000269	0.000269	0.001726

9	0.001	0.1305	0.03	0.23	0.227	0.000276	0.00276	0.02002
10	0.001	0.1315	0.031	0.236	0.233	0.000284	0.00284	0.02286
11	0.001	0.1325	0.032	0.242	0.239	0.000291	0.00291	0.02577
12	0.001	0.1335	0.033	0.247	0.2445	0.000298	0.00298	0.02875
13	0.001	0.1345	0.034	0.253	0.25	0.000305	0.00305	0.0318
14	0.001	0.1355	0.035	0.258	0.2555	0.000311	0.00311	0.03491
15	0.001	0.1365	0.036	0.264	0.261	0.000318	0.00318	0.03809
16	0.001	0.1375	0.037	0.269	0.2665	0.000325	0.00325	0.04134
17	0.001	0.1385	0.038	0.274	0.2715	0.000331	0.00331	0.04465
18	0.001	0.1395	0.039	0.28	0.277	0.000337	0.00337	0.04802
19	0.001	0.1405	0.04	0.285	0.2825	0.000344	0.00344	0.05146
20	0.001	0.1415	0.041	0.29	0.2875	0.00035	0.0035	0.05496
21	0.001	0.1425	0.042	0.295	0.2925	0.000356	0.00356	0.05852
22	0.001	0.1435	0.043	0.3	0.2975	0.000362	0.00362	0.06214
23	0.001	0.1445	0.044	0.304	0.302	0.000368	0.00368	0.06582
24	0.001	0.1455	0.045	0.309	0.3065	0.000373	0.00373	0.06955
25	0.001	0.1465	0.046	0.314	0.3115	0.000379	0.00379	0.07334
26	0.001	0.1475	0.047	0.319	0.3165	0.000385	0.00385	0.07719
27	0.001	0.1485	0.048	0.323	0.321	0.000391	0.00391	0.0811
28	0.001	0.1495	0.049	0.328	0.3255	0.000396	0.00396	0.08506

29	0.001	0.1505	0.05	0.332	0.33	0.000402	0.00402	0.008908
30	0.001	0.1515	0.051	0.337	0.3345	0.000407	0.00407	0.009315
31	0.001	0.1525	0.052	0.341	0.339	0.000413	0.00413	0.009728
32	0.001	0.1535	0.053	0.345	0.343	0.000418	0.00418	0.010146
33	0.001	0.1545	0.054	0.35	0.3475	0.000423	0.00423	0.010569
34	0.001	0.1555	0.055	0.354	0.352	0.000429	0.00429	0.010998
35	0.001	0.1565	0.056	0.358	0.356	0.000434	0.00434	0.011432
36	0.001	0.1575	0.057	0.362	0.36	0.000438	0.00438	0.01187
37	0.001	0.1585	0.058	0.366	0.364	0.000443	0.00443	0.012313
38	0.001	0.1595	0.059	0.37	0.368	0.000448	0.00448	0.012761
39	0.001	0.1605	0.06	0.374	0.372	0.000453	0.00453	0.013214
40	0.001	0.1615	0.061	0.378	0.376	0.000458	0.00458	0.013672
41	0.001	0.1625	0.062	0.382	0.38	0.000463	0.00463	0.014135
42	0.001	0.1635	0.063	0.385	0.3835	0.000467	0.00467	0.014602
43	0.001	0.1645	0.064	0.389	0.387	0.000471	0.00471	0.015073
44	0.001	0.1655	0.065	0.393	0.391	0.000476	0.00476	0.015549
45	0.001	0.1665	0.066	0.396	0.3945	0.000481	0.00481	0.01603
46	0.001	0.1675	0.067	0.4	0.398	0.000485	0.00485	0.016515
47	0.001	0.1685	0.068	0.404	0.402	0.00049	0.0049	0.017005
48	0.001	0.1695	0.069	0.407	0.4055	0.000494	0.00494	0.017499

49	0.001	0.1705	0.07	0.411	0.409	0.000498	0.000498	0.017997
50	0.001	0.1715	0.071	0.414	0.4125	0.000502	0.000502	0.018499
51	0.001	0.1725	0.072	0.417	0.4155	0.000506	0.000506	0.019005
52	0.001	0.1735	0.073	0.421	0.419	0.00051	0.00051	0.019515
53	0.001	0.1745	0.074	0.424	0.4225	0.000515	0.000515	0.02003
54	0.001	0.1755	0.075	0.427	0.4255	0.000518	0.000518	0.020548
55	0.001	0.1765	0.076	0.431	0.429	0.000523	0.000523	0.021071

За табличними даними будується графік $Q = f(r)$, який сполучається з меридіанним перерізом спіралі. На рис. 2.7 показаний приклад побудови розрахункового й проміжного перерізів. На прикладі побудова проводиться для спіралі з 8 перерізами. Тобто $Q_{розрах} = Q_8$. Для 12 й 16 перерізів підхід до побудови точно такий самий, тільки розрахункові перерізи будуть відповідати 12 й 16 перерізам. По осі Q відкладається $Q = Q_{розрах}$. Йому відповідає розмір H'_8 (для 8-го перерізу спіралі), що обмежить площу трапеції, яка відповідає площі розрахункового перерізу. Гострі кути трапеції скругляються радіусом R_8 за умови забезпечення рівності статичних моментів площ F_x і F_y:

$$F_x \cdot r_x = F_y \cdot r_y,$$

де r_x і r_y – радіуси розміщення центрів ваги площ F_x і F_y.

Після чого визначають дійсну висоту розрахункового перерізу H_8. Вона буде більшою, ніж H'_8.

При цьому висота трапеції збільшиться до величини H_8.

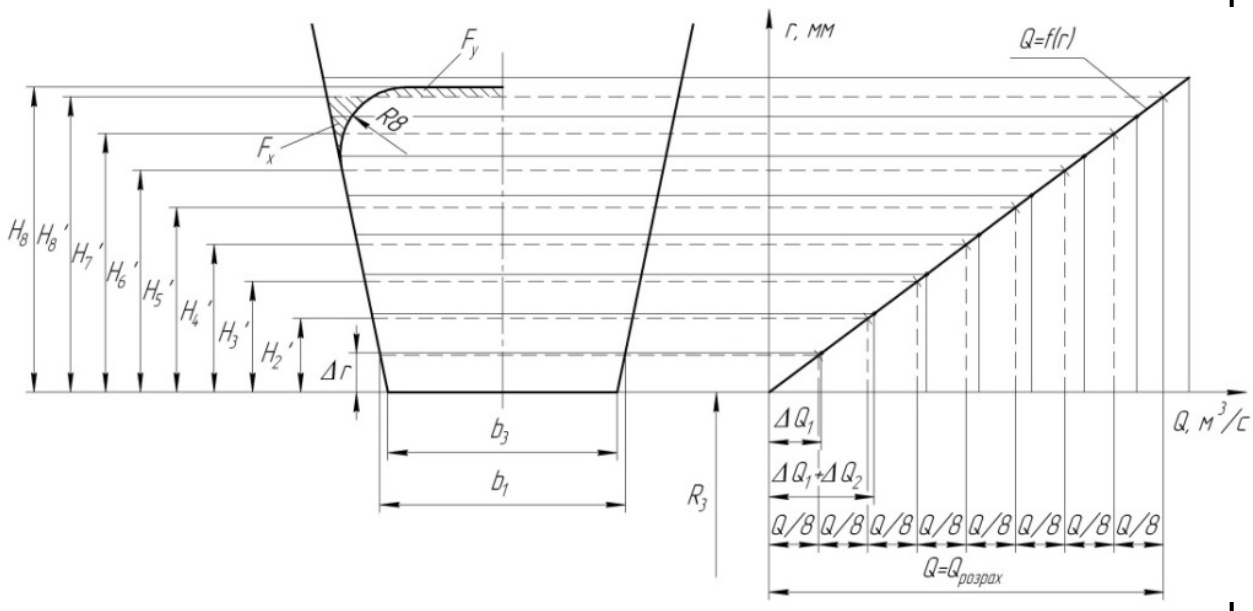


Рисунок 1.7 – Визначення розмірів розрахункового восьмого ($F_{розрах} = F_8$) і проміжних ($F_1 - F_7$) перерізів

2.5.7 Перевірка правильності визначення площі розрахункового перерізу $F_{розрах}$

Перед побудовою проміжних перерізів спіралі необхідно переконатися в правильності визначення $F_{розрах}$. Для цього будується площа $F_{пр}$ (див. рис. 2.8).

Методика побудови $F_{пр}$ така: меридіанний переріз розсікається кількома паралельними прямими $x-x$, паралельними осі насоса, а через точки їхнього перетинання з контуром перерізу і довільну точку 0 на осі обертання колеса проводять прямі $x-0$. Далі проводять пряму $P-P$ на довільній полюсній відстані ρ від осі насоса (часто для спрощення беруть $\rho = D_3/2$) й опускають перпендикуляри із точок перетинання прямих $P-P$ і $x-0$ на відповідні лінії $x-x$. Отримана таким чином система точок утворить контур наведеного перерізу (пунктирна лінія на рис. 2.8). Критерієм правильності визначення $F_{розрах}$ є умова

$$A_{сп.розрах} \approx A_{сп.граф},$$

де $A_{сп.граф} = F_{пр} / \rho.$

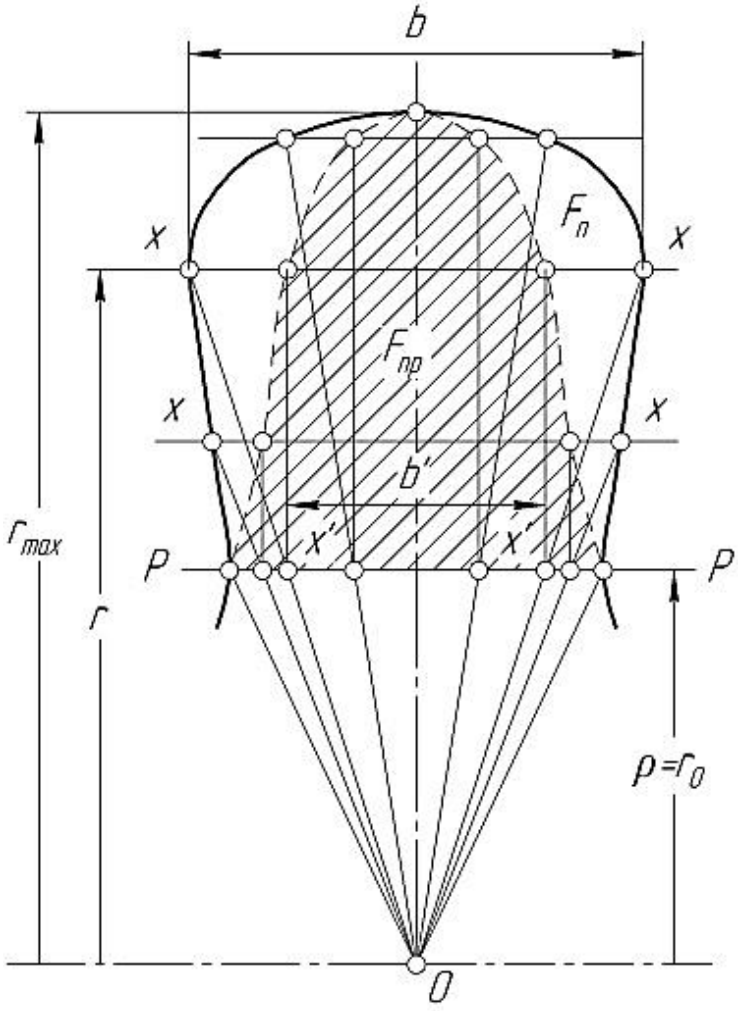


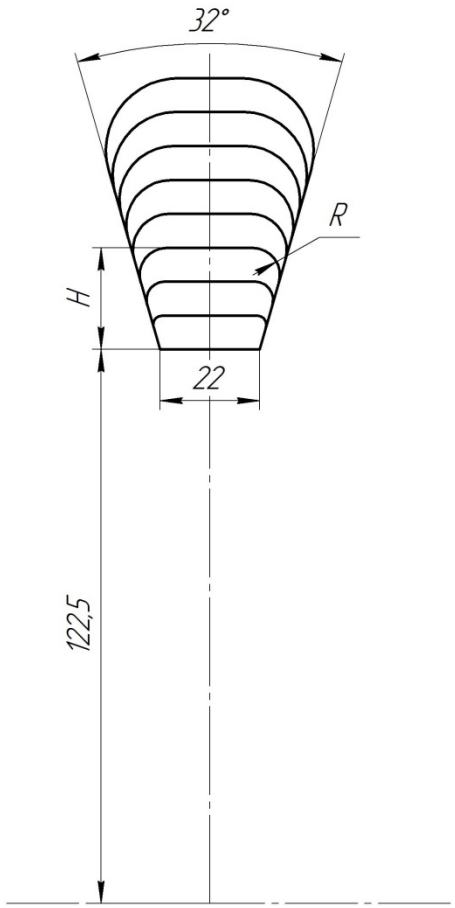
Рисунок 1.8 – Перевірка правильності визначення $F_{розрах}$

$$A_{сп.граф} = \frac{4,67}{0,1225} = 38,1 \approx A_{сп.розрах} = 49,2$$

Умова виконується

2.5.8 Визначення площ проміжних перерізів.

Після побудови розрахункового перерізу переходять до побудови проміжних перерізів. Для цього на графіку $Q = f(r)$ розбивають $Q_{розрах}$ на рівні частини, кількість яких відповідає кількості перерізів спіралі. Аналогічно побудові розрахункового перерізу визначають розміри проміжних $H'_1 - H'_7$. Гострі кути скругляються радіусами $r'_1 - r'_7$ і визначаються дійсні розміри $H_1 - H_7$.



Побудова проміжних перерізів

2.5.9 Побудова плану спіралі

План спіралі будується в такій послідовності:

- від початкової окружності діаметром D_3 у перерізах (після їхньої розмітки) відкладають відповідні висоти $H_1 - H_8$ (див. рис. 2.5);

- отримані точки з'єднують дугами різних радіусів (три-чотири радіуси). Радіуси повинні плавно зростати в міру видалення від язика. Дуга кожного радіуса повинна без перегинів сполучатися з дугою наступного. Це визначається умовою, зображеною на рис. 2.9, і полягає в тому, що точка сполучення двох сусідніх дуг і центри їхніх радіусів повинні лежати на одній прямій. Побудова починається від язика. Точки сполучення дуг фіксуються відносно точок 1, 2 і т. д. радіусами m_1, m_2 і т. д.

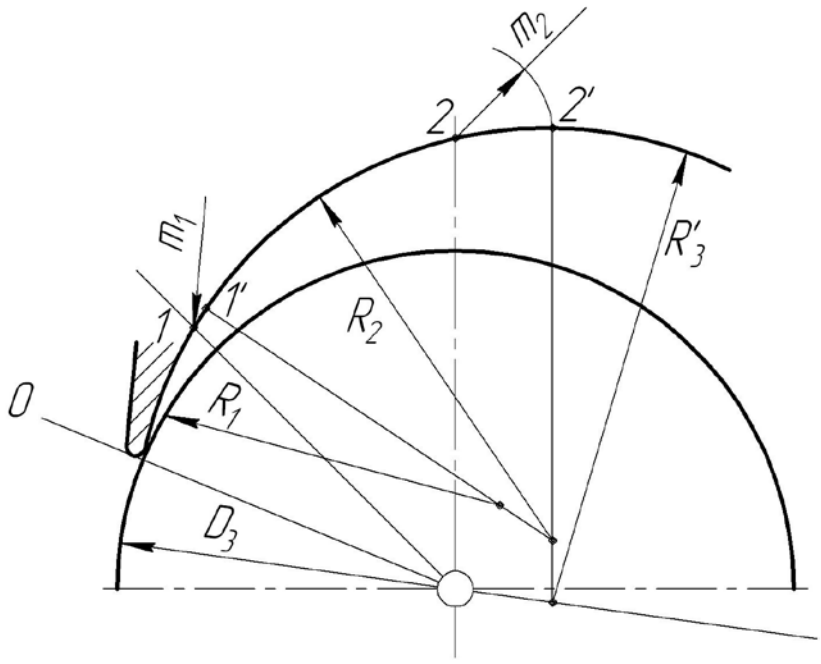


Рисунок 1.9 – Побудова контуру спіралі

2.5.10 Розрахунок і проектування дифузорної ділянки

Дифузорна ділянка (див. рис. 2.1, 2.10) починається від розрахункового перерізу 8 і закінчується окружністю напірного патрубка діаметром $D_{вих}$.

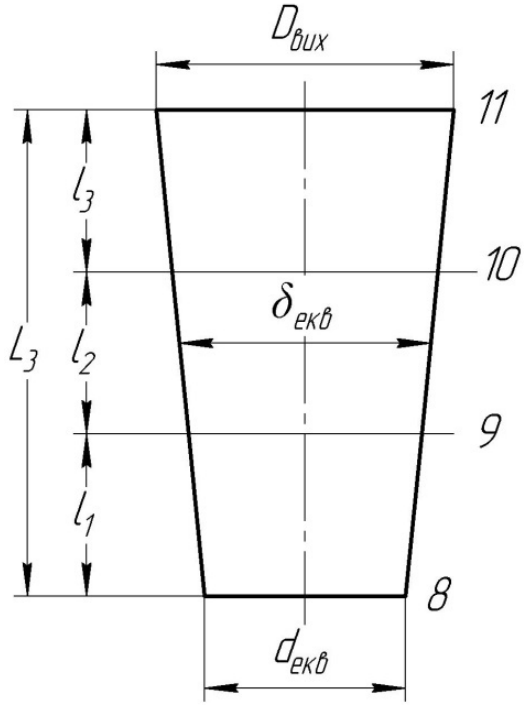


Рисунок 1.10 – Основні розміри дифузорної ділянки

Середня швидкість на виході з насоса ($V_{вих}$) повинна лежати в межах від 2 до 8 м/с.

Діаметр напірного патрубка визначається з умови нерозривності потоку з урахуванням рекомендацій попереднього пункту за формулою

$$D_{вих} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot V_{вих}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 60}{3{,}14 \cdot 3600 \cdot 4}} = 0{,}0729 \text{ м.}$$

Після розрахунку $D_{вих}$ його значення повинне бути скореговане відповідно до такого ряду: 25, 32, 40, 50, 65, 80, 100, 125, 150, 200, 250, 300, 350, 400, 450, 500, 600, 700, 800, 900, 1000, 1200, 1400 мм і т. д.;

Приймаємо $D_{вих} = 80$ мм.

Довжина дифузора L і кут його конусності з умови мінімальних гідравлічних втрат:

$$\varepsilon_{опт} = 2arctg\left(\frac{D_{вих} - d_{екв}}{2L}\right),$$

де $\varepsilon_{опт} = 8 - 10^{o}$ – оптимальний кут конусності дифузора;

$d_{екв} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{розрах}}{\pi}}$ – еквівалентний діаметр розрахункового перерізу.

Тоді

$d_{екв} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2146}{\pi}} = 52{,}27$ мм.

Приймаємо L = 160 мм.

$\varepsilon_{опт} = 2arctg\left(\frac{80 - 52{,}27}{2 \cdot 160}\right) = 9{,}9°$ - умова виконується.

Для виготовлення моделі корпусу необхідно задати, щонайменше, два проміжних перерізи дифузора (див. рис. 2.10, 2.11). Сполучаємо окружність діаметром $D_{вих}$ і нижню основу дифузора таким чином, щоб центр окружності збігався із серединою висот нижньої основи (див. рис. 2.11);

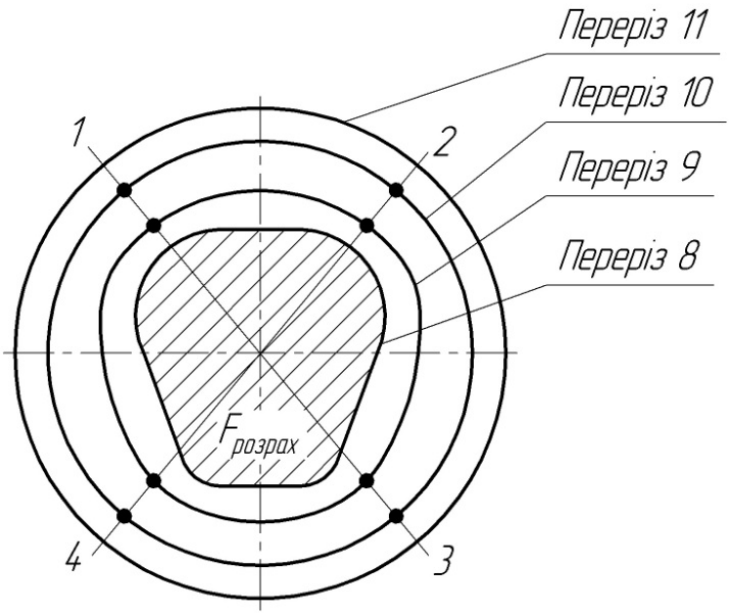


Рисунок 1.11 – Схема побудови проміжних перерізів дифузора

Довільно проводимо промені 1, 2, 3 і т. д. і ділимо відрізки цих променів між контурами основ конуса (між перетинами 8 й 11) на частини, пропорційні відрізкам l_1, l_2 і l_3 (див. рис. 2.10, 2.11). Отримані точки з'єднуємо плавними кривими, які і будуть шуканими перерізами 9–9 й 10–10.

На кресленні відводу дані перерізи позначені необхідними для побудови розмірами.

3.3 Розрахунок гідродинамічних сил

3.3.1 Осьові сили, що діють на ротор

У робочому колесі одностороннього входу внаслідок відсутності його симетрії відносно площини перпендикулярної до осі обертання насоса, виникає неврівноважена гідравлічна сила, спрямована по осі у бік вхідної воронки колеса.

З метою зменшення осьових зусиль виконуємо симетричні ущільнення на основному та покривному диску робочого колеса. Крім того у основному диску колеса виконуємо отвори, які вирівнюють тиски на вході у колесо та у задній пазусі. Завдяки наведеним конструктивним рішенням епюри тиску на робоче колесо вирівнюються і результуючу осьову силу можна прийняти такою, що дорівнює нулю.

3.3.2 Радіальна сила

Причини, що призводять до виникнення радіальної сили, можуть бути як механічного, так і гідравлічного характеру. Гідродинамічна радіальна сила виникає внаслідок колової нерівномірності параметрів потоку на всмоктувальній та напірній сторонах робочого колеса.

Рівнодійна сил тиску для насосів зі спіральним відводом визначається за формулою

$$R = K_R\left(1-\frac{Q}{Q_{опт}}\right)^2 \gamma H D_2 b_2,$$

де $K_R \approx 0{,}36$ – експериментальний коефіцієнт, [1];

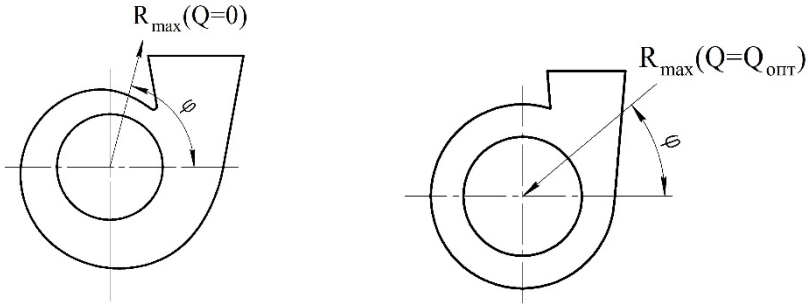
$Q_{опт}$ – подача при оптимальному режимі;

b_2 – ширина колеса на виході (визначається з креслення), м.

Радіальна сила буде мінімальною при $Q = Q_{опт}$. Максимального значення радіальна сила набуває при нульовій подачі насоса ($Q = 0$), тому і розрахунок краще проводити для нульової подачі. У зв'язку з цим максимальна радіальна сила буде розраховуватися за формулою

$$R_{\max} = K_R \gamma H D_2 b_2.$$

Напрям сили R залежить від подачі та швидкохідності насоса. При $Q = Q_{опт}$ радіальна сила спрямована вгору в бік вузької частини спіралі (див. рис. 3.2). Для подальших розрахунків можна зробити припущення, що радіальна сила спрямована вертикально вгору.



а) б)

Рисунок 3.2 - Напрям максимальної радіальної сили у відцентрових насосах: а) зі спіральним відводом; б) з кільцевим відводом

Тоді

$$R_{\max} = K_R \gamma H D_2 b_2 = 0,36 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 210 \cdot 0,41 \cdot 0,009 = 2737 \text{ Н}.$$

Гідродинамічні сили негативно впливають на роботу насоса, приводять до виходу з ладу радіальних підшипників кочення та ущільнень ротора.

3.4 Розрахунок насоса на кавітацію

Кавітація належить до гідродинамічних явищ і залежить від гідродинамічних якостей робочих органів машини та фізичних властивостей рідини. Зазвичай, кавітація виникає при падінні тиску до значення, що дорівнює або менше від тиску пружності насиченого пару та супроводжується порушенням суцільності потоку з утворенням порожнин, насичених паром та розчинених у рідині газами. Також вона виникає при зниженні місцевого тиску з різних причин динамічного характеру: збільшення швидкості рідини через збільшення частоти обертання, відриву або стискання потоку, відхилення ліній току від їх нормальних траєкторій [2].

Розрахунок насоса на кавітацію проводиться визначенням кавітаційного коефіцієнта швидкохідності

$$c = \frac{5,62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\Delta h^{\frac{3}{4}}}.$$

Установлено, що насоси мають добрі антикавітаційні показники при $c = 700 - 900$.

Приймаємо $\Delta h = 4$ м.

Тоді

$$c = \frac{5,62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\Delta h^{\frac{3}{4}}} = \frac{5,62 \cdot 3000\sqrt{160 / 3600}}{4^{3/4}} = 773.$$

Отже проектований насос має добрі антикавітаційні показники.

4 Розрахунок вибору привода насоса

4.1 Вибір електродвигуна

Розрахункова потужність для вибору електродвигуна

$$N_{\max} = 1{,}1 \cdot 52249 = 57474 \text{ Вт},$$

За відомою частотою обертання та розрахованою потужністю з довідкової літератури вибираються тип та марка двигуна: 4А220М2.

4.2 Розрахунок пускової моментної характеристики

Після вибору електродвигуна проводиться побудування графіка залежності моменту опору агрегату від частоти обертання.

Графік залежності моменту опору будується за трьома точками:

- початкового моменту руху ($n_A = 0$ - точка А);
- мінімального моменту опору агрегату (точка В);
- повного розгону електродвигуна (n).

Початковий момент пуску агрегату ($n_A = 0$):

$$M_A = 0{,}21 M_{ном},$$

де $M_{ном}$ - номінальний момент на валу електродвигуна, Н·м:

$$M_{ном} = \frac{57474 \cdot 30}{\pi \cdot 1470} = 373{,}4 \text{ Н·м},$$

$$M_A = 0{,}21 \cdot 373{,}4 = 78{,}4 \text{ Н·м}.$$

Момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна:

$$M_{\max} = \frac{N_{\max}}{\omega},$$

де $N_{\max}$ – максимальна потужність насоса, Вт:

$$N_{\max} = N_{дв} = 60000 \text{ Вт}.$$

Тоді

$$M_{\max} = \frac{60000}{154} = 389{,}6 \text{ Н·м}.$$

Мінімальний момент опору відповідає точці В з координатами:

$$n_B = 0,3 \cdot n_{ном} = 0,3 \cdot 3000 = 900 \text{ об/хв},$$

де $n_{ном}$ – номінальна частота обертання вала електродвигуна, об/хв;

$$M_B = 0,03 \cdot M_{\max} = 0,03 \cdot 389,6 = 11,7 \text{ Н·м}.$$

Коефіцієнт параболи визначається за величиною моменту при повному розвороті двигуна:

$$k = \frac{M_{\max}}{n^2} = \frac{389,6}{3000^2} = 4,33 \cdot 10^{-5}.$$

За визначеним коефіцієнтом параболи проводиться розрахунок обертового моменту насоса для частот від $n = 0$ до $n_{\max}$:

$$M = kn^2.$$

Результати розрахунку заносяться до табл. 4.1.

Графік пускового моменту будують таким чином:

- за табл. 4.1 будують залежність $M = f(n)$;
- точки А $(n_0; M_0)$ та В $(n_B; M_B)$ з'єднуються між собою відрізком;
- отримані криві спрягаються плавною кривою.

Таблиця 4.1 – Розрахунок пускової моментної характеристики

n, об/хв	0	500	1000	1500	2000	2500	3000
М, Н·м	0	10,83	43,3	97,4	173,2	270,6	389,6

За результатами розрахунку будуємо пускову моментну характеристику (рис. 4.1)

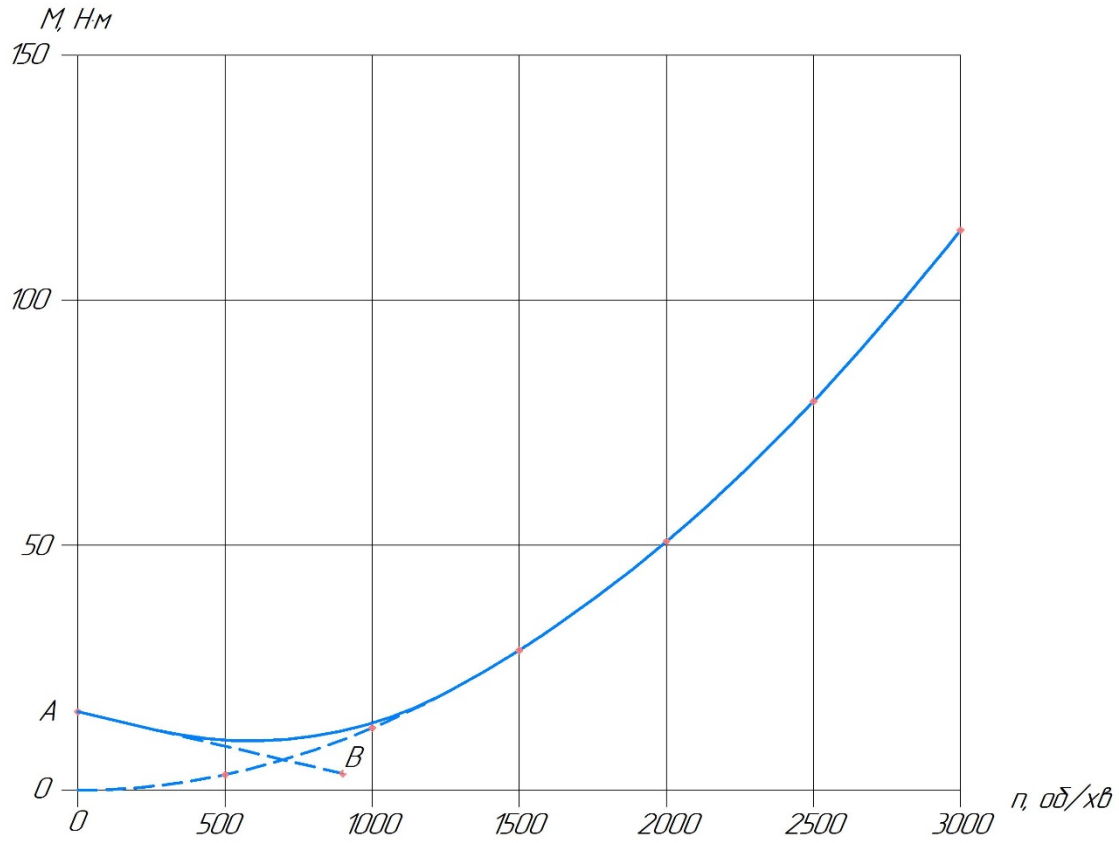


Рисунок 4.1 – Пускова моментна характеристика

5 Розрахунки на міцність

5.1 Конструювання вала

Конструювання вала починається з визначення його діаметрів (див. рис. 5.1)

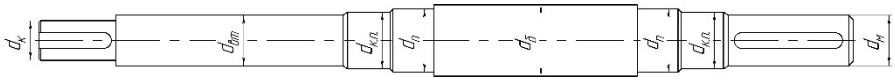


Рисунок 5.1 - Розміри діаметрів вала насоса

Приймаємо $d_к = 50$ мм.

Діаметр вала під захисну втулку, мм:

$$d_{вт} = d_к + 10 = 50 + 10 = 60 \text{ мм}.$$

Діаметр вала під напівмуфту, мм:

$$d_м = 0{,}8 \div 1{,}2 d_{дв},$$

де $d_{дв}$ - вихідний кінець вала обраного двигуна, мм.

$$d_м = (0,8 \div 1,2)60 = 48 \div 72 \text{ мм.}$$

Приймаємо $d_м = 55$ мм.

Діаметр вала під манжету, розміщену у кришці підшипника:

$$d_{к.п.} = d_м + (5 \div 10) = 55 + (5 \div 10) = 60 \div 65 \text{ мм.}$$

Приймаємо $d_{к.п.} = 60$ мм.

Після розрахунку діаметр уточнюють за стандартним розміром манжет.

Діаметр посадочної поверхні підшипника, мм:

$$d_п \geq d_{к.п} + 2 \cdot t,$$

де $t = 3$ мм – висота буртика.

$$d_п \geq 60 + 2 \cdot 3 = 66 \text{ мм.}$$

Приймаємо $d_п = 70$ мм.

Діаметр буртика для упору підшипника, мм:

$$d_б \geq d_п + 3 \cdot r,$$

де r – координата фаски підшипника, що вибирається залежно від діаметра посадочної поверхні підшипника (див. табл. 2).

Таблиця 5.1 - Визначення координати фаски підшипника

$d_п$, мм	17-24	25-30	32-40	42-50	52-60	62-70	71-85
r, мм	1,6	2	2,5	3	3	3,5	3,5

$$d_б \geq 70 + 3 \cdot 3,5 = 80,5 \text{ мм.}$$

Приймаємо $d_б = 81$ мм.

5.2 Розрахунок кінцевого ущільнення вала

Як кінцеве ущільнення приймаємо торцеве ущільнення.

5.3 Розрахунок вала

Основними задачами розрахунку валів є забезпечення об'ємної міцності, обмеження величини деформації згинання та кручення в найбільш небезпечному перерізі. Оскільки розрахунок та конструювання є процесами взаємзв'язаними, тому визначення необхідних розмірів виконується в три етапи. На першому – попередньому розрахунку – визначаються реакції, що діють в опорах вала. На другому етапі – наближеному – уточнюють основні розміри вала. На третьому - перевірному – визначають коефіцієнти запасу міцності, звіряють їх з допустимими та за необхідності вносяться корективи з метою приведення фактичних запасів міцності до допустимих.

5.3.1 Розрахунок реакцій в опорах

При роботі насоса в робочому колесі виникає неврівноважена радіальна сила $R_1 = R$ (див. рис. 5,3), що сприймається підшипниками насоса, в результаті чого в опорах виникають реакції (R_2 , R_3).

Реакції в опорах можна знайти використовуючи рівняння моментів відносно т. В і т. С.

Рівняння моментів відносно т. С:

$$\Sigma M_C = R_1(l_1 + l_2) - R_2 l_2 = 0 .$$

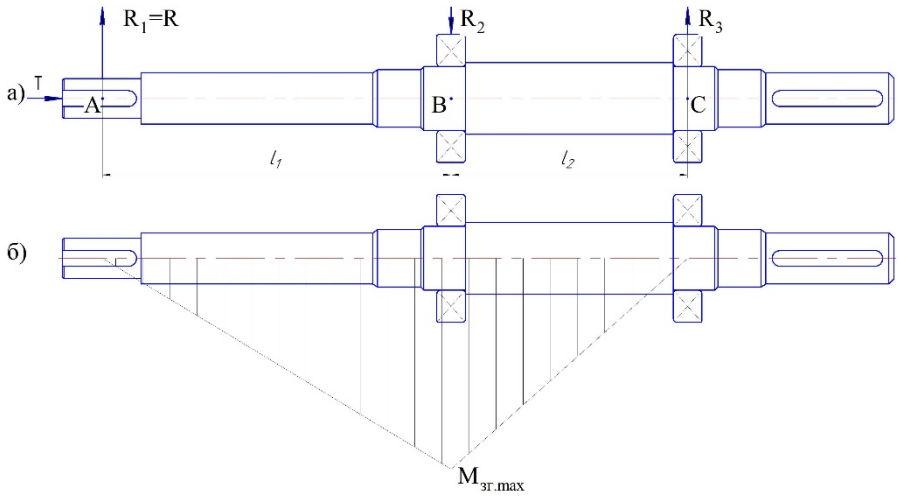


Рисунок 5.3 - Вал насоса:
а) схема навантаження; б) епюра згинальних моментів

З наведеного рівняння можна знайти величину R_2, Н:

$$R_2 = \frac{2737(264+180)}{180} = 6751 \text{ Н}.$$

Рівняння моментів відносно т. В:

$$\Sigma M_B = R_1 l_1 - R_3 l_2 = 0 .$$

З наведеного рівняння можна знайти величину R_3, Н:

$$R_3 = \frac{2737 \cdot 264}{180} = 4014 \text{ Н}.$$

5.3.2 Наближений розрахунок вала

Еквівалентний момент в найбільш небезпечному перерізі, Н·м:

$$M_E = \sqrt{M_{зг.\max}^2 + 0{,}75 M_{\max}^2} ,$$

де $M_{зг.\max}$ - максимальний згинальний момент, Н·м.
Максимальний згинальний момент можна визначити з рис. 8:

$$M_{зг.\max} = R_1 l_1 = 2737 \cdot 0{,}264 = 722{,}6 \text{ Н·м}.$$

$$M_E = \sqrt{722{,}6^2 + 0{,}75 \cdot 373{,}4^2} = 791{,}7 \text{ Н·м}.$$

Діаметр вала в найбільш небезпечному перерізі, мм:

$$d_n \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_E}{0{,}1 \cdot [\sigma]}},$$

де $[\sigma] = 40$ МПа.

$$d_n \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{791{,}7}{0{,}1 \cdot 40}} = 58{,}3 \text{ мм}.$$

Розрахований діаметр округлюється в більшу сторону до значення, кратного 5. Приймаємо $d_n = 70$ мм.

5.3.3 Перевірний розрахунок вала

Розрахунок зводиться до перевірки умови міцності:

$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \geq [s],$$

де s - розрахунковий коефіцієнт запасу міцності;

$[s]=2,5$ - допустимий коефіцієнт запасу міцності;

s_σ, s_τ - коефіцієнти запасу за нормальними та дотичними напруженнями:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma}\cdot\sigma_a + \psi_\sigma\cdot\sigma_m},$$

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau}\cdot\tau_a + \psi_\tau\cdot\tau_m},$$

де σ_{-1}, τ_{-1} - межі витривалості матеріалу вала;

σ_a, τ_a и σ_m, τ_m - амплітуда та середнє напруження циклів;

$K_\sigma = 2,2$, $K_\tau = 1,41$ - ефективні коефіцієнти концентрації напружень;

$\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$ - масштабні коефіцієнти, $\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau$;

$\psi_\sigma = 0,25 \div 0,3$, $\psi_\tau = 0,1$ - коефіцієнти постійної складової циклу.

$$\sigma_{-1} = 0,35\cdot\sigma_B + (70 \div 120), \text{ МПа},$$

де $\sigma_B = 850$ МПа – межа міцності матеріалу вала (Сталь 40Х).

$$\sigma_{-1} = 0,35\cdot 850 + 95 = 392 \text{ МПа}.$$

$$\tau_{-1} = 0,58\cdot 392 = 227 \text{ МПа};$$

$$\sigma_a = \frac{722,6}{0,1\cdot 70^3} = 21 \text{ МПа};$$

$$\sigma_m = \frac{4\cdot 722,6}{3,14\cdot 70^3} = 2,68 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{1}{2}\cdot\frac{M_{\max}}{0,2\cdot d^3} = \frac{1}{2}\cdot\frac{373,4}{0,2\cdot 70^3} = 2,72 \text{ МПа};$$

Масштабні коефіцієнти $\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$ визначають залежно від діаметра вала (див. табл.5.1).

Таблиця 5.2 - Значення коефіцієнтів $\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$

	Діаметри валів, мм

d_n	20	30	40	50	70	100	200
$\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$	0,83	0,77	0,73	0,7	0,65	0,59	0,52

Приймаємо $\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau = 0,65$.

Тоді

$$s_\sigma = \frac{392}{\frac{2,2}{0,65} \cdot 21 + 0,275 \cdot 2,68} = 5,46$$

$$s_\tau = \frac{227}{\frac{1,41}{0,65} \cdot 2,72 + 0,1 \cdot 2,72} = 36,8$$

$$s = \frac{5,46 \cdot 36,8}{\sqrt{5,46^2 + 36,8^2}} = 5,4 \geq [s] = 2,5.$$

Умова міцності вала виконується.

5.4 Розрахунок шпонкового з'єднання

5.4.1 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з колесом

Вихідні дані для розрахунку:

- матеріал вала - Сталь 40Х;
- матеріал шпонки – Сталь 45.

Розміри шпонки під робочим колесом вибирають зі стандартного ряду залежно від діаметра вала, мм: $b \times h \times l$ =14х9х56.

Під час розрахунку шпонкового з'єднання вала з колесом визначається напруження на зминання, МПа:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot M_{\max}}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \cdot 10^3,$$

де $t_1 = 5,5$ – глибина паза вала (вибирається за довідковою літературою), мм;

$h = 9$ – висота шпонки, мм;

$d = d_к = 50$ – діаметр вала, мм;

$M_{\max} = 373,4$ підставляється в Н·м;

l_p – робоча довжина шпонки, мм:

$$l_p = l - b = 56 - 14 = 42 \text{ мм},$$

де l - довжина шпонки, мм;

b - ширина шпонки, мм.

Допустиме напруження на зминання:

$$[\sigma]_{зм} = 0{,}56 \cdot \sigma_{0,2},$$

де $\sigma_{0,2} = 343$ МПа - межа текучості матеріалу шпонки.

$$[\sigma]_{зм} = 0{,}56 \cdot 343 = 171{,}5 \text{ МПа}.$$

При розрахунку на зминання повинна виконуватися умова

$$\sigma_{зм} \le [\sigma]_{зм}.$$

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 373{,}4}{50 \cdot 42 \cdot (9 - 5{,}5)} \cdot 10^3 = 101{,}6 \text{ МПа}.$$

Умова міцності виконується.

5.4.2 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з напівмуфтою.

Розрахунок проводиться аналогічно наведеному в п. 5.4.1.

Вихідні дані для розрахунку:

- матеріал вала - Сталь 40Х;
- матеріал шпонки – Сталь 45.

Розміри шпонки під робочим колесом вибирають зі стандартного ряду залежно від діаметра вала, мм: $b \times h \times l$ =18х11х70.

Під час розрахунку шпонкового з'єднання вала з колесом визначається напруження на зминання, МПа:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot M_{\max}}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \cdot 10^3,$$

де $t_1 = 7$ – глибина паза вала (вибирається за довідковою літературою), мм;

$h = 11$ – висота шпонки, мм;

$d = 60$ – діаметр вала, мм;

$M_{\max} = 373{,}4$ підставляється в Н·м;

l_p – робоча довжина шпонки, мм:

$$l_p = l - b = 70 - 18 = 52 \text{ мм},$$

де l - довжина шпонки, мм;

b - ширина шпонки, мм.

Допустиме напруження на зминання:

$$[\sigma]_{зм} = 0{,}56 \cdot \sigma_{0,2},$$

де $\sigma_{0,2} = 343$ МПа - межа текучості матеріалу шпонки.

$$[\sigma]_{зм} = 0{,}56 \cdot 343 = 171{,}5 \text{ МПа}.$$

При розрахунку на зминання повинна виконуватися умова

$$\sigma_{зм} \le [\sigma]_{зм}.$$

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 373{,}4}{60 \cdot 52 \cdot (11-7)} \cdot 10^3 = 59{,}8 \text{ МПа}.$$

Умова міцності виконується.

5.5 Вибір підшипників та розрахунок на довговічність

За розрахованим у п 5.3.2 діаметром d_n у довідковій літературі вибираємо тип та марку підшипників 314 ГОСТ 8338-75, їх динамічну C=81700 Н та статичну вантажопідйомність C_0=64500 Н.

Розрахунок проводиться для більш навантаженої опори – т. В. Перед розрахунком необхідно визначитися з ресурсом роботи підшипника L_h. Середній ресурс підшипника дорівнює $L_h = 20000$ годин.

Еквівалентне динамічне навантаження визначається за формулою

$$P = (X \cdot F_r \cdot V + Y \cdot F_a) \cdot K_\delta \cdot K_T,$$

де $F_r = R$, $F_a = T$ – радіальне та осьове навантаження, Н;

$V = 1$ - коефіцієнт обертання;

$K_\delta = 1$ – коефіцієнт швидкохідності для спокійного навантаження;

K_T – температурний коефіцієнт: $K_T = 1$ при температурі підшипника $t \le 100^o C$, $K_T = 1{,}4$ при $t \approx 250^o C$;

X, Y – коефіцієнти радіального та осьового навантаження відповідно. Вони вибираються з довідкової літератури залежно від співвідношення $\frac{F_a}{V \cdot F_r}$.

Отримуємо

$$F_r = 6751 \text{ Н}$$

$$F_a = 0 \text{ Н}$$

$$X = 1,\ Y = 1$$

$$P = (1 \cdot 6751 \cdot 1 + 1 \cdot 0) \cdot 1 \cdot 1 = 6751 \text{ Н}$$

Розрахунковий ресурс підшипника для кулькових підшипників:

$$L_{hp} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n}.$$

Умова довговічності підшипників:

$$L_{hp} \geq L_h.$$

Розраховуємо

$$L_{hp} = \left(\frac{81700}{6751}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 3000} = 98467 \text{ год}$$

Умова довговічності виконується.

6 Розділ з охорони праці

Основні методи пожежегасіння. Вогнегасні речовини та засоби пожежегасіння

Гасіння пожеж може бути виконано:

– охолодженням речовин, що горять;

– ізоляцією речовин, що горять від кисню повітря;

– зниженням концентрації' кисню;

– спеціальними хімічними сполуками.

Для гасіння пожеж використовують: воду, водяну пару, хімічну та повітряно-механічну піну, інертні гази, вуглекислоту, порошки, спеціальні хімічні речовини і сполуки, вибухи.

Усі пожежогасні речовини та гази мають два фактор дії на пожежу: перший фактор властивий всім речовинам – охолодження зони горіння; другий фактор – залежить від хімічного складу речовини та її агрегатного стану.

І. Гасіння водою. Це найбільш поширена і дешева рідина, шо застосовують для гасіння малих і великих пожеж.

Вогнегасні властивості води полягають в її великій теплоємності. При нагріванні з 20°С до 100“С І л води поглинає до 80 ккал, а при випаровуванні - 539 ккал. Воду не можна застосовувати для гасіння речовин, що вступають з нею в реакцію (Na, К), тому що при цьому виділяється водень і утворюється вибухова суміш.

Вогнегасні властивості води: охолодження зони горіння, розбавлення вмісту кисню в зоні горіння за рахунок утворення пари.

2. Гасіння парою – застосовується на підприємства, які мають її надлишок. Ефективність залежить від концентрації пари.

Вогнегасні властивості такі ж, як і води.

3. Гасіння пінами. їх поділяють на хімічні і повітряно-механічні. Склад хімічної піни: 80% – вуглекислий газ, 19,7% – вода, 0,3% – ціноутворююча речовина; повітряно-механічна піна складається з 90% повітря, 9,6% води і 0,4% ціноутворюючої речовини.

Вогнегасні властивості: охолодження зони горіння та ізоляція речовини, що горить, від кисню повітря.

4. Гасіння вуглекислотою засноване на зміні складу повітря (нваслідок чого горіння стає неможливим) і дуже сильному зниженні температури в зоні горіння.

5. Госіння спеціальними хімічними речовинами. До них належать: бромистий етил – застосування його обмежується, оскільки ця речовина в суміші з іншими, при певних умовах, може сама горіти. Вогнегасні властивості вуглекислотно-бромметилових сумішей: зниження температури в зоні горіння і хімічне гальмування горіння; тетрахлор (чотири хлористий вуглець) – ця рідина легко випаровується. Один літр тетрахлора утворює 250 л газу. Він швидко переходить у пару і витісняє кисень. Недолік – при 250°С він розкладається на воду і отруйний газ – фосген. Останнім часом знаходять розповсюдження галоїдовуглеводні суміші (галоїди – хлор, фтор, бром) – тетрафтордібромметан, бромистий метилен, трифторбромметан.

Вогнегасними називаються речовини, які при введенні в зону горіння припиняють його.

В якості вогнегасної речовини найбільш поширена вода. Вода має декілька фізико-хімічних властивостей, що зумовлюють її вогнегасні властивості, серед них можна виділити наступні:

– поглинає велику кількість тепла завдяки випаровуванню (для випаровування 1 кг води витрачається 2258,5 кДж тепла) і утворює парову хмару, яка перешкоджає доступу кисню і, змішуючись із горючими газами, що виділяються при горінні, розводить їх, утворюючи суміш, не здатну до горіння;

– висока технологічна стійкість (розкладання на кисень та водень відбувається за температури 1700°С) дає змогу використовувати воду для гасіння більшості горючих матеріалів та рідин.

Не рекомендується гасити водою цінні речі, обладнання, книги, документи та інші предмети, що приходить під виливом води до непридатного стану.

Піна – це колоїдна дисперсна система, яка складається із дрібних бульбашок, заповнених газом (утворюються із розчинів поверхнево-активних речовин і стабілізаторів).

До вогнегасних властивостей піни відносяться наступні:

– низька теплопровідність;

– перешкоджає випаровуванню горючих речовин, а також проникненню парів, газів, теплового випромінювання;

– охолоджувальні властивості.

Важливими характеристиками піни є її стійкість і кратність – відношення об’єму піни до об’єму піноутворюючої рідини.

Вуглекислий газ (CO2) – безбарвний, не горить, в результаті стискання під тиском 3,5 МПа (35 кг/см2) перетворюється на рідну, що називається вуглекислотою. Вуглекислота не є електропровідною. Застосовують її для гасіння електроустановок, що знаходяться під напругою, а також для гасіння цінних речей.

Інертні гази (азот, аргон, гелій) та димові гази мають здатність зменшувати концентрацію кисню в осередку горіння. Вогнегасна концентрація цих газів при гасінні пожеж у закритих приміщеннях складає 30 – 36% за об’ємом.

Галогенпохідні вуглеводнів (хладон, чотирихлористий вуглець, бромистий етил та ін.) здатні гальмувати хімічні реакції горіння, їх застосовують для гасіння твердих та рідких горючих матеріалів, найчастіше при пожежах у замкнених об’ємах. Вогнегасна концентрація цих речовин значно нижча за вогнегасну концентрацію інертних газів. Більшість цих речовини є вкрай шкідливими, тому можуть застосовуватися за умови відсутності людей у приміщенні.

Вогнегасні порошки здатні хімічно гальмувати реакції горіння; утворювати на поверхні речовини, що горить, ізолювальну плівку; утворювати хмару порошку, яка має властивості екрану; механічно збивати полум'я твердими частинками; виштовхувати кисень із зони горіння за рахунок видалення CO2. Вони використовуються для ліквідації горіння твердих, рідких та газоподібних речовин, найчастіше – легкозаймистих і горючих рідин, електроустаткування, вуглецевих тліючих матеріалів, лужних та лужноземельних металів та інших речовин (калію, магнію, натрію), які не можна гасити водою та водними розчинами.

Стиснуте повітря використовують для гасіння горючих рідин з метою перемішування рідини, що горить. Стиснуте повітря, яке подається знизу, переміщує нижні, більш холодні шари рідини наверх, зменшуючи температуру верхнього шару. Стиснуте повітря використовують при гасінні пожеж у резервуарах нафтопродуктів великої місткості.

Для ліквідації невеликих осередків пожеж, а також для гасіння пожеж у початковій стадії їх розвитку силами персоналу об'єктів застосовуються первинні засоби пожежегасіння відповідно до Типових норм належності вогнегасників (наказ МНС України 02.04.2004 № 151).

До первинних засобів пожежегасіння відносяться: вогнегасники, пожежний інвентар (покривала з негорючого теплоізоляційного полотна або повсті, ящики з піском, бочки з водою, пожежні відра, совкові лопати), пожежний інструмент (гаки, ломи, сокири тощо).

Вогнегасник – технічний засіб, призначений для припинення горіння подаванням вогнегасної речовини, що міститься в його корпусі, під дією надлишкового тиску, за масою і конструктивним виконанням придатний для транспортування і застосування людиною.

Залежно від вогнегасних речовин, що використовуються, вогнегасники поділяються на:

– водяний вогнегасник (ВВ);

– водопінний вогнегасник(ВВП);

– аерозольний водопінний вогнегасник (ВВПА);

– порошковий вогнегасник (ВП);

– вуглекислотний вогнегасник (ВВК).

На даний час більш досконалими і такими, що відповідають тенденціям у розвитку засобів пожежегасіння є порошкові вогнегасники - вогнегасники загального призначення, якими можна гасити пожежа класів A,B,C,E. Вуглекислотні вогнегасники застосовують у випадку пожеж класів А, В і Е для гасіння твердих та рідких речовин окрім тих, що можуть горіти без доступу повітря), а також електроустановок, що знаходяться під

напругою до 1000 В за умови обмеження наближення до струмопровідних частин на відстань не ближче 1 м. Вуглекислотно-брометилові вогнегасники за зовнішнім виглядом та побудовою мало відрізняються від вуглекислотних. У зв'язку з високою токсичністю бромистого етилу вказані вогнегасники мають обмежене використання і застосовуються в основному у випадку пожеж класів В, С, Е.

Вибір типу і розрахунок необхідної кількості вогнегасників проводиться відповідно до чинних нормативів (НАПБ Б.03.002-2007 Норми визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпекою).

7 Економічний розділ

Сертифікація нові техніки - процедура підтвердження відповідності продукції вимогам з безпеки та якості, що встановлює держава. Документ, що підтверджує проведення сертифікації - є сертифікат відповідності.

Сертифікат відповідності – документ, який підтверджує, що продукція відповідає встановленим вимогам застосованих до продукції державних стандартів.

Оцінка відповідності проводиться з метою підтвердження відповідності продукції вимогам національних стандартів, добровільне застосування яких розцінюється, як доказ відповідності вимогам технічних регламентів.

У разі, коли процес виробництва продукції відповідає вимогам національних стандартів, і введення продукції у обіг здійснює виробник, або уповноважена ним особа-резидент України (далі - заявник), оцінювання відповідності здійснюють з використанням модулів: А (внутрішній контроль виробництва), А1 (внутрішній контроль виробництва і контрольовані випробування продукції), А2 (внутрішній контроль виробництва і контрольовані випробування продукції через довільні інтервали часу), В (перевірка типу), С (відповідність типові за результатами внутрішнього контролю виробництва), С1 (відповідність типові за результатами внутрішнього контролю виробництва та випробування продукції), D (відповідність типові шляхом забезпечення належної якості виробництва), D1(забезпечення належної якості виробництва), Е (відповідність типові шляхом забезпечення належної якості продукції), Е1 (забезпечення належної якості остаточного контролю та випробування продукції), F (відповідність типові за результатами перевірки продукції), F1(установлення відповідності продукції за результатами перевірки), G (відповідність одиниці продукції), Н (цілковите забезпечення якості),Н1 (цілковите забезпечення якості та перевірка проектування) згідно з вимогами затвердженим Постановою Кабінету Міністрів України.

Технічна документація, яку подає замовник послуг з оцінки відповідності повинна складатися українською мовою або іншою мовою за погодженням з призначеним органом з оцінки відповідності на кожне найменування продукції та містити:

- найменування та адреса виробника;

- вичерпні дані стосовно процесу виробництва продукції;

- підтвердження відповідності процесу виробництва вимогам національних стандартів (забезпечення належної якості виробництва);

- детальний опис виробу (фото, каталог), достатній для її однозначної ідентифікації;

- список стандартів з переліку національних стандартів, які в разі застосування є доказом відповідності продукції вимогам технічних регламентів;

- нормативний документ на конкретний вид продукції;

- інформацію про основні конструктивні особливості та комплектність;

- інструкцію з експлуатації (при наявності);

- протоколи випробувань.

Технічна документація повинна охоплювати всі стадії проектування, виробництва і застосування продукції та давати можливість оцінити її відповідність вимогам конкретного технічного регламенту.

Список використаної літератури

1. Михайлов А. К. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование: учеб. пос. / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. - М. : Машиностроение, 1977. - 288 с.

2. Лопастные насосы: справочник / под общ. ред. В. А. Зимницкого, В. А. Умова. - Л. : Машиностроение, 1986. - 334 с.

3. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пос. / С. А. Чернавский, К. Н. Боков, И. М. Чернин и др. - 2-е изд., перераб. и доп. - М. : Машиностроение, 1987. - 416 с.

4. Детали машин. Курсовое проектирование: учеб. пос. / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. - М. : Высшая школа, 1984. - 336 с.

5. Анурьев, В. И. Справочник конструктора машиностроителя: в трех томах. / В. И. Анурьев. - М. : Машиностроение, 2001. – т.1 - 920 с.

6. Методичні вказівки до виконання курсового проекту зі спеціальності «Розрахунок та проектування консольного насоса з використанням теорії подібності» / укладачі: Е. В. Колісніченко, В. О. Панченко. – Суми: Сумський державний університет, 2011. – 37 с.

7. Ржебаева Н. К. Расчет и конструирование центробежных насосов: учебное пособие / Н. К. Ржебаева, Э. Е. Ржебаев. – Сумы: Изд-во СумГУ, 2009. – 220 с.