

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет

**Кафедра будівельної
механіки**

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

для виконання курсової роботи

з дисципліни:

"Технічна механіка рідин і газів"

2017

ВСТУП

Курсову роботу з «Технічної механіки рідин і газів» виконують студенти спеціальності 6.060101 при вивченні загально інженерних дисциплін «Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід».

Інженер з даної спеціальності повинен знати: джерело енергії(помпи),споживачі енергії (гідродвигуни) і вміти їх об'єднувати в гідравлічну систему.

У практиці зустрічаються дві задачі:

а) за вихідними параметрами споживача енергії (витраті, тиску, зусиллю, моменту і т.д.)необхідно провести розрахунок гідро лінії і визначити вихідні параметри для вибору джерела енергії;

б) за даними параметрами джерела енергії визначити можливість використання його з даним споживачем, провести перевірочний розрахунок.

За основу рішення цих задач є розрахунок гідроліній, це визначення втрат енергії гідро лінії, діаметрів трубопроводів, швидкості руху та тиску. Гідравлічні методи розрахунку базуються на емпіричному матеріалі, який можна знайти в довідниках. Тому при виконанні курсової роботи студент повинен вміти виконувати гідравлічні методи розрахунку і користуватись довідниковою літературою.

Гідравлічний розрахунок є складовою частиною інженерного розрахунку, який враховує багато факторів: умови експлуатації і надійності, економічні і технологічні рішення, умови максимального покращення деталей, матеріально-технічне оснащення.

Пояснююча записка курсової роботи складається з титульного аркуша, завдання, розрахункової частини і переліку літератури.

ЗМІСТ

1. Загальні відомості про трубопровідні мережі з насосною подачею рідини
2. Одержання рівняння напору насосу для заданої мережі
3. Завдання
4. Гідравлічний розрахунок трубопровідної мережі
 - 4.1 Характерні ділянки мережі
 - 4.2 Визначення діаметрів труб для всмоктуючого та напірного трубопроводів
 - 4.3 Уточнення швидкостей течії рідини у трубопроводах
 - 4.4 Сумарні гідравлічні втрати напору на всіх ділянках системи
- Висновки
- Використана література

ВСТУП

Якісне проектування, обґрунтований вибір і грамотна експлуатація важкого сучасного обладнання з глибоким теоретичним значенням вимагають практичних навичок проведення інженерних розрахунків.

Більшість технологічних процесів вимагають постійного транспортування різного роду рідини і газів. Багато з цих функцій виконують різноманітні гідравлічні і пневматичні машини - насоси, компресори, вентилятори.

Трубопровідні гідравлічні системи промислових підприємств при великому своєму різноманітті складаються в основному з типових елементів: труб, баків, кранів, засувок, вентилів, клапанів, охолоджувачів, витратомірних пристроїв. Для них характерні різноманітні зміни живих перерізів і часті повороти рідинних потоків. Розрахунок таких систем включає, як правило, гідравлічний розрахунок трубопроводів і частіше за все виконується з метою підбору насосного агрегату для подачі рідини в заданих технологічними процесами умовах.

Розв'язання таких інженерних задач може бути в достатній мірі формалізовано і при наявності необхідних вихідних даних успішно проведено з використанням електронно-обчислювальної техніки. Найбільш прийнятний при цьому діалоговий режим спілкування з ПЕВМ, що дозволяє уникнути зайвого ускладнення програм і дає можливість глибоко осмислити всі етапи виконаних розрахунків.

Найбільш важливими достоїнствами гідравлічного приводу є можливість безступеневого регулювання швидкості, простота регулювання потужності, можливість виконання механізмів без редукторів і фрикційних гальм, більш висока потужність при тій же масі в порівнянні з іншими типами приводом. Перевагами гідроприводу є також можливість раціонального розміщення його елементів, що з'єднуються трубопроводами будь-якої конфігурації при їх довжині до 100 м, і можливість харчування одним насосом декількох гідромоторів і одного гідромотора декількома насосами. Насоси і гідромотори характеризуються простотою і економічністю регулювання по тиску і

швидкості, малою інерційністю обертових частин і можливістю дистанційного і автоматичного управління. Основний показник гідромотору майже не залежить від його частоти обертання, а є функцією тиску: при нульовій швидкості гідромотор вже має за величиною повний крутний момент.

Мета виконання роботи - отримання практичних навичок розрахунку гідравлічної мережі з насосною подачею рідини.

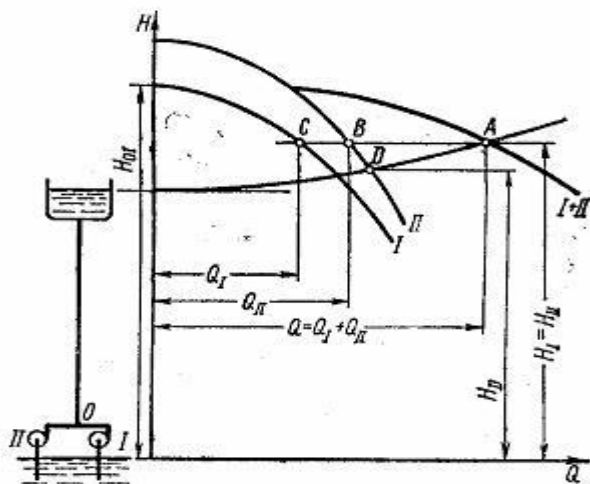
1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ТРУБОПРОВІДНІ МЕРЕЖІ З НАСОСНОЮ ПОДАЧЕЮ

РІДИНИ

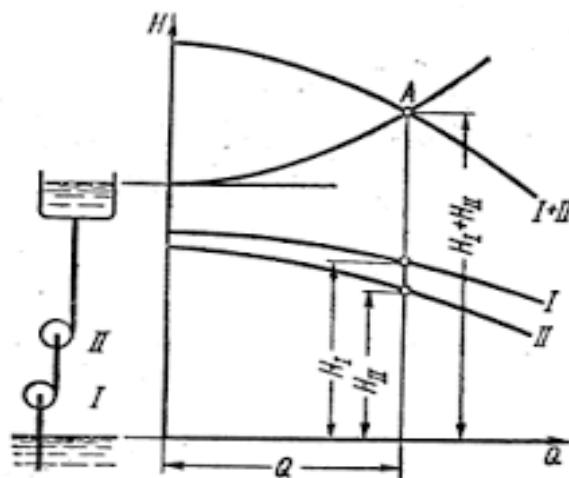
Важливим етапом проектування насосних станцій і установок є підбір насосних агрегатів, які являють собою комплекс з насоса та електродвигуна.

Основа розрахунку мережі полягає в знаходженні характеристики мережі чи трубопроводу, яка в полі координат Q, H являє собою параболу виходячи з точки $Q=0$ та $H_c=H_{ст.}$ де $H_{ст.}$ - статичний напір при $Q=0$.

Характеристика мережі може мати різну форму. Вона може бути крутою параболою, яка виходить майже з початку координат, коли напір $H_{ст.}$ малий, а основний напір витрачається на подолання втрат; вона може бути дуже пологою, коли довжина трубопроводу мала, а площа перерізу велика і втрати в ній малі, а основний напір витрачається на підйом води.



паралельна робота насосів



послідовна робота насосів

2. Одержання рівняння напору насоса для заданої мережі

"Розрахунок гідравлічної мережі з насосною подачею рідини"

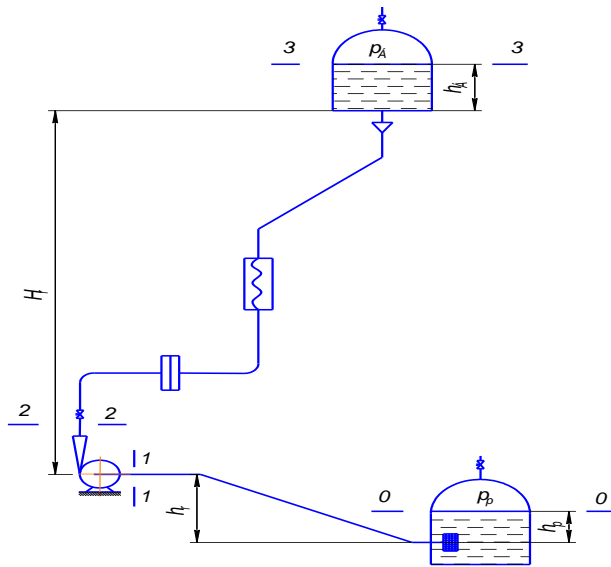


Рис.1 - Зображення перерізів

За основу беремо рівняння Бернуллі

$$Z_0 + \frac{p_0}{\rho g} + \frac{\alpha_0 v_0^2}{2g} = Z_3 + \frac{p_3}{\rho g} + \frac{\alpha_3 v_3^2}{2g} + \sum h_{0-3} \quad (1)$$

де Z_0 ; Z_3 - геометричний напір або питома потенційна енергія положення;

$\frac{p_0}{\rho g}$; $\frac{p_3}{\rho g}$ - п'єзометричний напір або питома потенційна енергія тиску;

$\frac{\alpha_0 v_0^2}{2g}$; $\frac{\alpha_3 v_3^2}{2g}$ - швидкісний (динамічний) напір або питома кінетична енергія;

α_0 - коефіцієнт Каріоліса (для турбулентного режиму приймаємо $\alpha_0 \approx 1$).

Повний напір насоса є різниця питомих енергій на виході та вході насоса

$$H_{\text{наг}} = \left(\frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} \right) - \left(\frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} \right) \quad (2)$$

Запишемо рівняння Бернуллі для всмоктувальної ділянки, з площиною порівняння 0-0 та перерізами 0-0 і 1-1.

$$Z_0 + \frac{p_0}{\rho g} + \frac{\alpha_0 v_0^2}{2g} = Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} + \sum h_{0-1} \quad (3)$$

Площина порівняння 0-0 проходить через вісь насоса.

Переріз 0-0 - характерний переріз, який проходить через вільну поверхню в резервуарі.

Переріз 1-1 - характерний переріз, який проходить через площу поперечного перерізу трубопроводу на вході в насос.

Відповідно до рівняння (3)

$$z_0 = 0; p_0 = p_p; V_0 = 0;$$

$$z_1 = h_{bc} - h_p; p_1 = p_{bc}; V_1 = V_{bc}; \sum h_{0-1} = h_{bc}$$

$$\sum h_{0-1} - h_{bc} + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} = h_p + \frac{p_6}{\rho g} \quad (4)$$

Тоді, енергія на вході дорівнює

$$\frac{p_{вх}}{\rho g} + \frac{\alpha_{вх} \cdot V_{вх}^2}{2g} = h_6 - h_{наг} + \frac{p_6}{\rho п} - h_{вх} \quad (5)$$

Запишемо рівняння Бернуллі для напірної ділянки, з площиною порівняння 0-0 та перерізами 2-2 та 3-3.

$$Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} = Z_3 + \frac{p_3}{\rho g} + \frac{\alpha_3 V_3^2}{2g} + \sum h_{2-3} \quad (6)$$

Площина порівняння 0-0 проходить через вісь насоса. Переріз 2-2 - характерний переріз, який проходить через площу поперечного перерізу напірного трубопроводу на виході з насоса.

Переріз 3-3 - характерний переріз, який проходить через вільну поверхню рідини в баку.

Відповідно до рівняння (6)

$$z_2 = 0; p_2 = p_{вих}; V_2 = V_{вих}$$

$$z_3 = H_{наг} + h_{bc}; p_3 = p_6; V_3 = 0; \sum h_{2-3} = h_{наг}$$

$$\sum h_{2-3} + H_{\text{наг}} + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} = \frac{p_{\text{наг}}}{\rho g} - h_{\text{наг}} \quad (7)$$

Тоді, енергія на виході дорівнює

$$\frac{p_{\text{вих}}}{\rho g} + \frac{\alpha_{\text{вих}} \cdot v_{\text{вих}}^2}{2g} = H_{\text{наг}} + h_{\text{б}} + \frac{p_{\text{б}}}{\rho g} + h_p \quad (8)$$

Таким чином, напір:

$$H_{\text{заг}} = H_{\text{наг}} + h_{\text{б}} + \frac{p_{\text{б}}}{\rho g} + h_{\text{заг}} - h_{\text{наг}} + h_p - \frac{p_p}{\rho g} + h_{\text{вс}} \quad (9)$$

Зробимо деякі перетворення в рівнянні (9) та отримаємо наступний вигляд рівняння

$$H_{\text{заг}} = \frac{p_{\text{б}} - p_p}{\rho g} + H_{\text{наг}} + h_{\text{б}} + h_{\text{наг}} + h_{\text{заг}} + h_p + h_{\text{вс}} \quad (10)$$

3. ЗАВДАННЯ

Виконати гідравлічний розрахунок трубопровідної мережі (рис.2), вибрати тип насоса і марку привідного електродвигуна. Для розрахунків використовуємо дані, які приведені в таблиці 1

Таблиця 1 - Вихідні дані

Величина		Варіант
Позначення	Розмірність	9
Рідина	-	Бензин
Температура рідини	°C	60
Тиск: P_B в баці	МПа	0,14
P_p в резервуарі	МПа	0,08
Висоти: h_f	м	1,4
h_B	м	0,7
h_p	м	1,3
Кути α и β колін	градус	25; 50
Відношення R/d відводів	-	2
Ступінь h/d відкриття засувки	-	0,5
Відношення S_0/S площ діафрагми	-	0,8
Коефіцієнт опору охолоджувача	-	3
Матеріал і стан труб		Стальні заржавленні
Призначення трубопровода		Для рідких хімічних продуктів

Для сталених заржавлених труб приймаємо значення абсолютної шорсткості $\Delta_E = 0,65 \text{ мм}$.

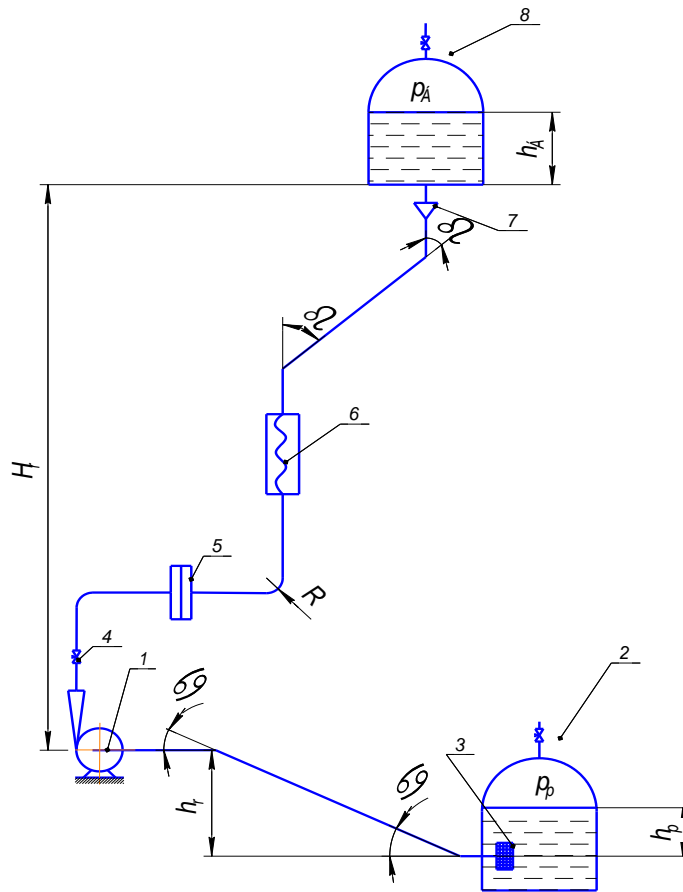


Рис.2 - Схема трубопроводної мережі з насосною подачею рідини

Опис трубопроводної мережі:

Насосний агрегат (поз.1) використовується для подачі рідини у виробничих умовах із резервуару (поз.2) в бак (поз.8), розміщений на висоті H_T над віссю насоса. Величини абсолютних тисків на вільних поверхнях рідини в резервуарі й баку відповідно p_p і p_B .

На всмоктувальній лінії розміщенні приймальний клапан (поз.3) із захисною сіткою, на напірній лінії - дискова засувка (поз.4) і зворотній клапан (поз.7). В системі можлива установка діафрагми (поз.5) чи охолоджувача (поз.6).

Величина витрат Q (м³/с), висота підйому рідини H_T та довжина напірного трубопроводу L_i (м) слід прийняти рівними:

$$Q = \frac{(10 + 0,5 \cdot n)}{3600}; \quad (11)$$

$$H_r = 30 \cdot (0,2 + 0,01 \cdot n); \quad (12)$$

$$L_i = 10 + 0,3 \cdot n, \quad (13)$$

де n - число із двох останніх цифр номера залікової книжки студента.

Тоді використовуючи формули (11), (12), (13):

$$Q = \frac{(10 + 0,5 \cdot 29)}{3600} = 0,0068;$$

$$H_r = 30 \cdot (0,2 + 0,01 \cdot 29) = 14,7$$

$$L_i = 10 + 0,3 \cdot 29 = 18,7$$

Діаметр труб у межах всмоктуючого і напірного трубопроводів вважати постійними, кути відводів прийняти рівними 90^0 . Довжину L_{BC} всмоктуючого трубопроводу вважати рівною $L_{BC} = 0,2 \cdot L_i$.

$$\text{Тоді } L_{BC} = 0,2 \cdot 18,7 = 3,74$$

4. ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТРУБОПРОВІДНОЇ МЕРЕЖІ

4.1 ХАРАКТЕРНІ ДІЛЯНКИ МЕРЕЖІ

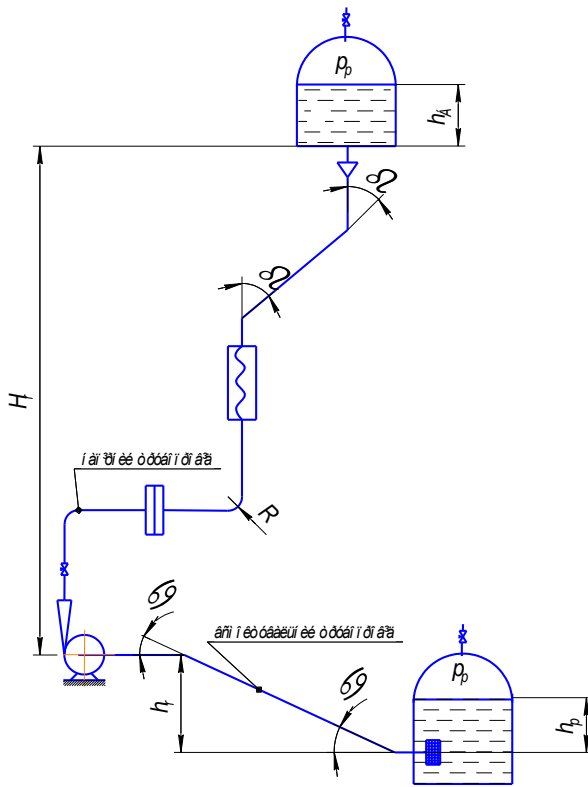


Рис.3 - Схема трубовідної мережі з насосною подачею рідини із зображенням характерних ділянок мережі

Приймаємо допустимі значення швидкостей для всмоктувального й напірного трубопроводів [1] (с.29, табл. Б.3):

$$\text{всмоктувальний трубопровід } V_{\text{вс}} = \frac{0,5}{n};$$

$$\text{напірний трубопровід } V_i = \frac{1,38}{n}.$$

4.2 ВИЗНАЧЕННЯ ДІАМЕТРІВ ТРУБ ДЛЯ ВСМОКТУЮЧОГО ТА НАПІРНОГО ТРУБОПРОВОДІВ

Для визначення діаметру труб для всмоктуючого та напірного трубопроводів використовуємо формулу:

$$d_i = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot V_i}}, \quad (14)$$

де i - номер ділянки;

Q_i - об'ємна витрата рідини на відповідній ділянці, м³/с;

V_i - швидкість на i -й ділянці.

Згідно формули (14) визначаємо діаметри:

для всмоктувальної ділянки:
$$d_{an} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00681}{3,14 \cdot 0,5}} = 0,132 \text{ м};$$

для напірної ділянки:
$$d_i = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00681}{3,14 \cdot 1,38}} = 0,079 \text{ м};$$

Отримані розрахунковим шляхом величини d_i внутрішніх діаметрів трубопроводів округляємо до найближчих стандартних значень [1] (с.29, табл.

Б.3): $d_{an} = 160 \text{ мм}$; $d_i = 80 \text{ мм}$.

4.3 УТОЧНЕННЯ ШВИДКОСТЕЙ ТЕЧІЇ РІДИНИ У ТРУБОПРОВОДАХ

Уточнюємо величини середніх швидкостей руху рідини в трубопроводах за формулою:

$$V_i = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_i^2}. \quad (15)$$

Тоді за формулою (15)

$$V_{\text{ан}} = \frac{4 \cdot 0,00681}{3,14 \cdot 0,160^2} = 0,339 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$V_i = \frac{4 \cdot 0,00681}{3,14 \cdot 0,08^2} = 1,355 \text{ м}^3/\text{с}.$$

4.4 СУМАРНІ ГІДРАВЛІЧНІ ВТРАТИ НАПОРУ НА ВСІХ ДІЛЯНКАХ СИСТЕМИ

Сумарні гідравлічні втрати напорів на всіх ділянках системи визначаються з урахуванням режиму руху рідини, матеріалів і стану внутрішніх поверхонь труб, характеру місцевих опорів.

Знаходимо число Рейнольдса по формулі:

$$Re_i = \frac{V_i \cdot d_i}{\nu}, \quad (16)$$

де ν - кінематичний коефіцієнт в'язкості, який вибираємо [1] (с.28, табл. Б.2):

$$\nu = 0,49 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с} \text{ при } t = 60^\circ \text{C}.$$

Згідно формули (16) число Рейнольдса:

$$\text{для всмоктувальної ділянки: } Re_1 = \frac{0,339 \cdot 0,160}{0,49 \cdot 10^{-6}} = 0,11 \cdot 10^6 = 110000;$$

$$\text{для напірної ділянки: } Re_2 = \frac{1,355 \cdot 0,08}{0,49 \cdot 10^{-6}} = 0,221 \cdot 10^6 = 221000.$$

Так як $Re \gg Re_{\text{зд}}$, то маємо турбулентний режим ($Re \gg 4000$). Тобто, тоді коефіцієнт Коріоліса, прийнятий на сторінці 5 ($\alpha = 1$), вважати вірним.

Визначаємо коефіцієнт втрат на тертя λ_i по графіку [1] (с.35,рис. Г.1.) або за формулою Альтшуля

$$\lambda_{\text{д}} = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta_y}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{1/4} \quad (17)$$

Відповідно до графіку (формули (17)):

$$\text{при } \text{Re}_1 = 1,1 \cdot 10^5 \text{ та } \frac{d_1}{\Delta_y} = \frac{160}{0,65} = 246,2$$

$$\lambda_{\text{дн}} = 0,0287 .$$

$$\text{при } \text{Re}_2 = 2,21 \cdot 10^5 \text{ та } \frac{d_2}{\Delta_y} = \frac{80}{0,65} = 123,1$$

$$\lambda_i = 0,0333 .$$

Вибираємо коефіцієнти ζ місцевих опорів скориставшись [1] (с.31 табл. Б.6) і заносимо їх до таблиці 2.

Таблиця 2 - Коефіцієнти місцевих опорів

Назва опору	Розрахункова формула чи числове значення	Числові значення ζ
Всмокчуючий клапан з сіткою	$d=160\text{мм}$	5,8
Зворотний клапан	$d=80\text{мм}$	10
Дискова засувка	$h/d=0,5$	3,75
Діафрагма	$S_0/S=0,8$	0,765
Коліно	$\alpha = 25^\circ ; \beta = 50^\circ$	0,166; 0,433
Відвід	$\beta = 90^\circ$ $R/d = 2$ $f_1(\beta) = 1,1 ; f_2(R/d) = 0,2 ;$	0,161

	$\zeta_{i\partial a} = 0,73 \cdot f_1 \cdot f_2$	
Охолоджувач		3
Вихід із труби		1

Втрати напору на окремих ділянках при русі рідини по трубопроводах можна розрахувати як

$$h_i = \left(\frac{\lambda_i \cdot L_i}{d_i} + \sum_{k=1}^m \zeta_k \right) \cdot \frac{V_i^2}{2 \cdot g} \quad (18)$$

де h_i - втрати напору, м;

k - номер місцевого опору;

m - загальна кількість місцевих опорів, коефіцієнти яких ζ_k ;

g - прискорення вільного падіння, м/с².

Для схеми, приведеної на рис.2 втрата напору у всмоктувальному ($i=1$) трубопроводі буде відбуватися по довжині трубопроводу L_{BC} , і на місцевих опорах (вхід в трубу (приймальний клапан з сіткою) і двох колінах):

$$\sum \zeta_{BC} = \sum \zeta_{a\bar{a}i} = \zeta_{a\bar{a}o} + 2 \cdot \zeta_{e\bar{i}e} \quad (19)$$

у напірному ($i=2$) трубопроводі - по довжині трубопроводу L_i , і на місцевих опорах - засувки 4, діафрагми 5, охолоджувачі 6, клапану 7, вході в бак 8, а також двох колінах і двох відводів:

$$\sum \zeta_i = \zeta_{c\bar{a}i} + \zeta_{a\bar{a}o} + \zeta_{i\bar{o}e} + \zeta_{e\bar{e}} + \zeta_{a\bar{a}o} + 2 \cdot \zeta_{e\bar{i}e} + 2 \cdot \zeta_{a\bar{a}i} \quad (20)$$

Тоді, втрати по довжині

$$\begin{aligned} \sum h_{0-3} &= \left(\lambda_{\hat{a}\hat{n}} \cdot \frac{l_{\hat{a}\hat{n}}}{d_{\hat{a}\hat{n}}} + \zeta_{\hat{a}\hat{o}} + 2 \cdot \zeta_{\hat{e}\hat{e}} \right) \cdot \frac{V_{\hat{a}\hat{n}}^2}{2 \cdot g} + \left(\lambda_i \cdot \frac{l_i}{d_i} + 2 \cdot \zeta_{\hat{e}i\hat{e}} + \zeta_{\hat{a}\hat{i}\hat{o}} + \zeta_{i\hat{a}\hat{e}} + \zeta_{\hat{e}\hat{e}} + 2 \cdot \zeta_{\hat{a}\hat{i}\hat{a}} + \zeta_{\hat{e}\hat{a}\hat{n}} + \zeta_{\hat{a}\hat{o}} \right) \cdot \frac{V_i^2}{2 \cdot g} = \\ &= \frac{8 \cdot Q^2}{g \cdot \pi^2} \cdot \left(\frac{\lambda_{\hat{a}\hat{n}} \cdot \frac{l_{\hat{a}\hat{n}}}{d_{\hat{a}\hat{n}}} + \sum \zeta_{\hat{a}\hat{n}}}{d_{\hat{a}\hat{n}}^4} + \frac{\lambda_i \cdot \frac{l_i}{d_i} + \sum \zeta_i}{d_i^4} \right) = k \cdot Q^2 \end{aligned} \quad (21)$$

де k - коефіцієнт динамічної складової потрібного напору, $\frac{c^2}{i^5}$.

$$k = \frac{8}{g \cdot \pi^2} \cdot \left(\frac{\lambda_{\hat{a}\hat{n}} \cdot \frac{l_{\hat{a}\hat{n}}}{d_{\hat{a}\hat{n}}} + \sum \zeta_{\hat{a}\hat{n}}}{d_{\hat{a}\hat{n}}^4} + \frac{\lambda_i \cdot \frac{l_i}{d_i} + \sum \zeta_i}{d_i^4} \right) \quad (22)$$

4.5 ПОРТІБНИЙ НАПІР МЕРЕЖІ

Так як напір насоса $H_i = H_{i\hat{i}\hat{o}\hat{o}}$, відповідно до [1], то

$$H_{i\hat{i}\hat{o}\hat{o}} = \frac{P_A - P_p}{\rho \cdot g} + H_0 + \sum h_{0-3}, \quad (23)$$

де H_0 - різниця рівнів вільних поверхонь рідини в баку і резервуарі, м;

$$H_0 = H_r + h_B + h_r - h_p \quad (24)$$

$$I_0 = 14,7 + 0,7 + 1,4 - 1,3 = 15,5 \text{ м}$$

P_A, P_p - тиск у баку і резервуарі, Н/м²;

ρ - густина рідини, кг/м³;

$$\rho_{\hat{a}\hat{a}\hat{i}\hat{e}\hat{i}\hat{o}} = 660 \frac{\hat{e}\hat{a}}{i^3} \text{ при } t = 60^\circ \text{ C};$$

$\sum h_{0-3}$ - сума втрат по довжині.

Враховуючи формули (23) та (10):

$$H_i = H_{i\dot{i}\dot{o}\dot{o}} \quad (25)$$

За формулою (23) визначаємо потрібний напір мережі:

$$H_{i\dot{i}\dot{o}\dot{o}} = \frac{(0,14 - 0,08) \cdot 10^6}{660 \cdot 9,81} + 15,5 + 2,896 = 27,66 \text{ м}$$

По значенню $H_{i\dot{i}\dot{o}\dot{o}}$ та $Q_{\dot{c}\dot{a}\dot{i}}$ підбираємо насос (див. пункт 4.6)

$$H_{i\dot{i}\dot{o}\dot{o}} = H_{\dot{n}\dot{o}} + \sum h = H_{\dot{n}\dot{o}} + k \cdot Q^2; \quad (26)$$

$$H_{\dot{n}\dot{o}} = \frac{\dot{\delta}_A - \dot{\delta}_o}{\rho g} + \dot{I}_0 = \frac{\dot{\delta}_A - \dot{\delta}_o}{\rho g} + \dot{I}_{\dot{A}} + h_{\dot{A}} + h_{\dot{A}} - h_D \quad (27), \quad \sum h = k \cdot Q^2; \quad (28)$$

Коефіцієнт k знаходимо із формули (22) по заданому значенню $Q_{\dot{c}\dot{a}\dot{i}}$ для точки А:

$$k = \frac{8}{9,81 \cdot 3,14^2} \cdot \left(\frac{0,0287 \cdot \frac{3,74}{0,16} + 6,132}{0,16^4} + \frac{0,0333 \cdot \frac{18,7}{0,08} + 19,703}{0,08^4} \right) = 0,004817 \frac{\text{м}^2}{\text{с}^5}$$

Визначаємо $H_{\text{ст}}$ за формулою (27)

$$H_{\dot{n}\dot{o}} = \frac{(0,14 - 0,08) \cdot 10^6}{660 \cdot 9,81} + 15,5 = 24,77 \text{ м}$$

Для побудови характеристики мережі використовуємо формулу (26) і значення Q .

Дані для побудови характеристики мережі приведені в таблиці 3.

Таблиця 3

$Q, \frac{i^3}{\tilde{a} \ddot{a}}$	$H_{\text{відд}, i}$
0	24,77
5	24,89
10	25,25
15	25,85
20	26,7
25	27,78
30	29,11

Будуємо характеристику мережі відповідно до таблиці 3.

ВИСНОВКИ

В даній роботі був проведений практичний розрахунок трубопровідної мережі з насосною подачею рідини та вибір необхідного насосного агрегата, який складався з насоса ХМ 65-50-160 та електродвигуна серії 4А90L2У3.

Даний тип насоса має ККД 57%, величину витрат ... висоту підйому рідини м. Але ця витрата не відповідає нашій заданій витраті $Q_{\text{зад}}$ і тому ми не можемо отримати потрібного напору при $Q_{\text{зад}}$. Тому ми маємо використати спосіб дроселювання, щоб забезпечити $Q_{\text{зад}}$ і напір, рівний м. При проведенні розрахунків отримуємо значення коефіцієнту місцевого опору дискової засувки $\zeta'_{\text{зад}}$, який становить $\zeta'_{\text{зад}} = 7,32$.

Також розрахунками було встановлено, що при необхідності підтримки необхідної витрати не завжди можливо витримати потрібний напір, використовуючи уніфіковані насоси.

ВИКОРИСТАНА ЛІТЕРАТУРА

1. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. "Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учебник для машиностроительных вузов" - , 1982.
2. Идельчик И.Е. "Справочник по гидравлическим сопротивлениям". - М.: Машиностроение, 1975. - 559 с.
3. Кувшинский М.Н., Соболева А.П. Курсовое проектирование по предмету «Процессы и аппараты химической промышленности» -М.1968.-262с.
4. Чернавский С.А., Боков К.Н., Чернен И.М. и др. "Курсовое проектирование деталей машин": Учеб. пособие для учащихся машиностроительных специальностей техникумов - 2-е издание., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1988 г.