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](#_Toc299730519)

[2. Одержання рівняння напору насосу для заданої мережі](#_Toc299730520)

[3. Завдання](#_Toc299730521)

[4. Гідравлічний розрахунок трубопровідної мережі](#_Toc299730522)

[4.1 Характерні ділянки мережі](#_Toc299730523)

[4.2 Визначення діаметрів труб для всмоктуючого та напірного трубопроводів](#_Toc299730524)

[4.3 Уточнення швидкостей течії рідини у трубопроводах](#_Toc299730525)

[4.4 Сумарні гідравлічні втрати напору на всіх ділянках системи](#_Toc299730526)

[Висновки](#_Toc299730532)

[Використана література](#_Toc299730533)

# 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.

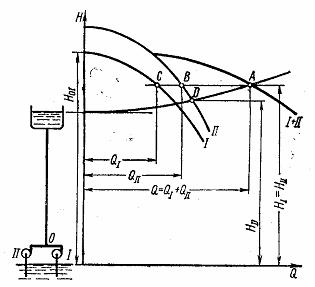
Мета виконання роботи - отримання практичних навичок розрахунку гідравлічної мережі з насосною подачею рідини.

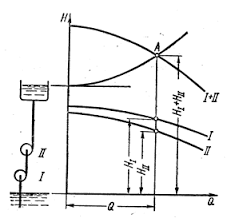
# 1. Загальні відомості про трубопровідні мережі з насосною подачею рідини

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 Hс=Hст. де Hст. - статичний напір при Q=0.

Характеристика мережі може мати різну форму. Вона може бути крутою параболою, яка виходить майже з початку координат, коли напір Hст. 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 насосів2. Одержання рівняння напору насосу для заданої мережі

"Розрахунок гідравлічної мережі з насосною подачею рідини"



Рис.1 - Зображення перерізів

За основу беремо рівняння Бернуллі

 (1)

де z0; z3 - геометричний напір або питома потенційна енергія положення;  - п’єзометричний напір або питома потенційна енергія тиску;  - швидкісний (динамічний) напір або питома кінетична енергія;

α0 - коефіцієнт Каріоліса (для турбулентного режиму приймаємо α0≈1).

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

(2)

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

 (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)

; ; ;

;;;

(4)

Тоді, енергія на вході дорівнює

(5)

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

 (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 насосу.

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

Відповідно до рівняння (6)

;

;;;

(7)

Тоді, енергія на виході дорівнює

(8)

Таким чином, напір:

(9)

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

(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 | оС | 60 |
| Тиск: РБ в баці  Рр в резервуарі | МПа | 0,14 |
| МПа | 0,08 |
| Висоти: hr  hБ  hp | м | 1,4 |
| м | 0,7 |
| м | 1,3 |
| Кути α и β колін | градус | 25; 50 |
| Відношення R/d відводів | - | 2 |
| Ступінь h/d відкриття засувки | - | 0,5 |
| Відношення S0/S площ діафрагми | - | 0,8 |
| Коефіцієнт опору охолоджувача | - | 3 |
| Матеріал і стан труб |  | Стальні  заржавленні |
| Призначення трубопровода |  | Для рідких хімічних продуктів |

Для стальних заржавлених труб приймаємо значення абсолютної шорсткості .

гідравлічна мережа насос напор



Рис.2 - Схема трубопровідної мережі з насосною подачею рідини

Опис трубопровідної мережі:

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

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 та довжина напірного трубопроводу (м) слід прийняти рівними:

; (11)

; (12)

, (13)

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

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

;

Діаметр труб у межах всмоктуючого і напірного трубопроводів вважати постійними, кути відводів прийняти рівними 900. Довжину Lвс всмоктуючого трубопроводу вважати рівною.

Тоді.

# 4. Гідравлічний розрахунок трубопровідної мережі

# 4.1 Характерні ділянки мережі



Рис.3 - Схема трубопровідної 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):

всмоктувальний трубопровід ;

напірний трубопровід

## 

# 4.2 Визначення діаметрів труб для всмоктуючого та напірного трубопроводів

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

, (14)

де і - номер ділянки;

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

 - швидкість на -й ділянці.

Згідно формули (14) визначаємо діаметри:

для всмоктувальної ділянки: ;

для напірної ділянки: ;

Отримані розрахунковим шляхом величини  внутрішніх діаметрів трубопроводів округляємо до найближчих стандартних значень [1] (с.29, табл. Б.3): ; .

## 

# 4.3 Уточнення швидкостей течії рідини у трубопроводах

Уточнюємо величини середніх швидкостей руху рідини в трубопроводах за формулою:

. (15)

Тоді за формулою (15)

;

.

# 4.4 Сумарні гідравлічні втрати напору на всіх ділянках системи

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

Знаходимо число Рейнольдса по формулі:

, (16)

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

 при .

Згідно формули (16) число Рейнольдса: 

для всмоктувальної ділянки: ;

для напірної ділянки: .

Так як , то маємо турбулентний режим (). Тобто, тоді коефіціент Коріоліса, прийнятий на сторінці 5 (), вважати вірним.

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

 (17)

Відповідно до графіку (формули (17)):

при  та 

;

при  та 

.

Вибираємо коефіцієнти  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 |
| Всмокчуючий клапан з сіткою | d=160мм | 5,8 |
| Зворотний клапан | d=80мм | 10 |
| Дискова засувка | =0,5 | 3,75 |
| Діафрагма | =0,8 | 0,765 |
| Коліно | ; | 0,166; 0,433 |
| Відвід | ; ; | 0,161 |
| Охолоджувач |  | 3 |
| Вихід із труби (вхід в бак) |  | 1 |

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

 (18)

де  - втрати напору, м;

k - номер місцевого опору;

m - загальна кількість місцевих опорів, коефіцієнти яких ;

g - прискорення вільного падіння, м/с2.

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

 (19)

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

 (20)

Тоді, втрати по довжині

 (21)

де  - коефіцієнт динамічної складової потрібного напору, .

 (22)

# 4.5 Портібний напір мережі

Так як напір насоса , відповідно до [1], то

, (23)

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

 (24)



 - тиск у баку і резервуарі, Н/м2;

 - густина рідини, кг/м3;

 при ;

 - сума втрат по довжині.

Враховуючи формули (23) та (10):

 (25)

За формулою (23) визначаємо потрібний напір мережі:



По значенню  та  підбираємо насос (див. пункт 4.6)

; (26)

 (27), ; (28)

Коефіцієнт k знаходимо із формули (22) по заданому значенню  для точки А:



Визначаємо Нст за формулою (27)



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

Дані для побудови характеристики мережі приведені в таблиці 3.

Таблиця 3

|  |  |
| --- | --- |
| Q, |  |
| 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 проведенний 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  і тому ми не можемо отримати потрібного напору при . Тому ми маємо використати спосіб дроселювання, щоб забезпечити  і напір, рівний …. м. При проведенні розрахунків отримуємо значення коефіцієнту місцевого опору дискової засувки , який становить .

Також розрахунками було встановленно, 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. КувшинскийМ.Н.,СоболеваА.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.