

БУДІВЕЛЬНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра будівельної механіки та гідравліки

ГІДРАВЛІКА, ГІДРО- І ПНЕВМОПРИВОДИ

**Програма дисципліни
та індивідуальні завдання**

Харків - 2014

Програму дисципліни та індивідуальні завдання розглянуто та рекомендовано до друку на засіданні кафедри

будівельної механіки та гідравліки 27 лютого 2013 р.,
протокол № 6.

Рекомендуються для студентів будівельного факультету
освітньо-кваліфікаційного рівня бакалавр за напрямом
підготовки 6.050503 – Машинобудування, галузі знань 0505 –
Машинобудування та матеріалообробка.

Укладачі:

доц. В.А. Борщов,
асист. М.В. Павлюченков

Рецензент

доц. І.М. Єгорова

ГІДРАВЛІКА, ГІДРО- І ПНЕВМОПРИВОДИ

Програма дисципліни
та індивідуальні завдання

Відповідальний за випуск Павлюченков М.В.

Редактор Еткало О.О.

Підписано до друку 14.05.13 р.

Формат паперу 60x84 1/16. Папір писальний.

Умовн.-друк.арк. 1,75. Тираж 50. Замовлення №

Видавець та виготовлювач Українська державна академія залізничного транспорту,
61050, Харків-50, майдан Фейєрбаха, 7.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 2874 від 12.06.2007 р.

Українська державна академія залізничного транспорту

БУДІВЕЛЬНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра «Будівельна механіка і гідравліка»

ГІДРАВЛІКА, ГІДРО- І ПНЕВМОПРИВОДИ

Програма дисципліни та індивідуальні завдання

Харків - 2013

Програму дисципліни та індивідуальні завдання розглянуто і рекомендовано до друку на засіданні кафедри будівельної механіки і гідравліки 27 лютого 2013 р., протокол № 6.

Рекомендуються для студентів будівельного факультету освітньо-кваліфікаційного рівня бакалавр за напрямом підготовки 6.050503 – Машинобудування, галузі знань 0505 – Машинобудування та матеріалобробка.

Укладачі
доц. В.А. Борщов,
асист. М.В. Павлюченков

Рецензент
доц. І.М. Єгорова

ЗМІСТ

Програма дисципліни	4
Індивідуальні завдання	10
Завдання 1	10
Завдання 2	14
Приклади розв'язання задач	25
Список літератури	48
Додаток А.....	50

ПРОГРАМА ДИСЦИПЛІНИ

Змістовий модуль 1. ГІДРАВЛІКА

Тема 1. Вступ. Предмет гідравліки, історична довідка про розвиток гідравліки. Гідравліка як одна із загальноінженерних дисциплін. Застосування гідромашин, гідроприводів і гідро-пневмоавтоматики в сучасному машинобудуванні та в комплексній механізації й автоматизації залізничного транспорту [1, с. 4-6].

Тема 2. Основні властивості рідин. Визначення рідини. Сили, що діють на рідину. Тиск у рідині. Обчислення тиску. Стисливість рідин. В'язкість. Закон Ньютона для рідинного тертя. Поверхневий натяг. Пароутворювання рідини. Тиск насиченої пари рідини. Розчинення газів у рідині. Моделі рідкого середовища. Неньютонівські рідини. Особливості рідин, які застосовують у гідросистемах. Особливості застосування повітря в пневмоприводах [1, с. 7-15].

Тема 3. Основні поняття кінематики рідини. Два методи опису руху рідин і газів. Прискорення рідкої частинки. Усталений і неусталений рухи рідкого середовища. Поняття про лінії, трубки течії та елементарні струминки. Витрата елементарної струминки та витрата через поверхню [1, с. 34-36].

Тема 4. Основні закони динаміки рідин і газів. Рівняння нерозривності (суцільності) у різних формах. Рівняння кількості руху та моменту кількості руху. Диференціальні рівняння Л. Ейлера руху ідеальної рідини. Рівняння енергії [1, с. 37-44, 55-57].

Тема 5. Гідростатика. Властивості тиску в нерухомій рідині. Диференціальні рівняння Л. Ейлера рідини, що перебуває у спокої. Рівняння в повних диференціалах. Поверхні рівного тиску. Вільна поверхня рідини. Інтегрування рівнянь Л. Ейлера: абсолютний спокій рідини (рівняння гідростатики, основне рівняння гідростатики); відносний спокій рідини (прямолінійний рівнозмінний рух посудини з рідиною, рівномірне обертання посудини з рідиною). Закон Паскаля. Прилади для вимірювання тиску. Сили тиску рідини на плоскі й криволінійні стінки (загальний випадок та при абсолютному спокої рідини). Гідростатичний парадокс. Закон Архімеда. Плавання тіл [1, с. 15-34].

Тема 6. Одновимірний рух рідини. Метод гідравліки рухомої рідини. Приведення течії рідини до одновимірної моделі. Поняття про потік рідини. Види потоків. Струминна модель одновимірного потоку. Переріз потоку. Витрата рідини через переріз, середня швидкість у перерізі потоку. Рівняння витрати. Рівняння Д. Бернуллі для усталеного руху ідеальної рідини. Геометричне й енергетичне тлумачення рівняння Д. Бернуллі. Рівняння Д. Бернуллі для відносного руху ідеальної рідини. Рівняння Д. Бернуллі для потоку в'язкої рідини. Коефіцієнт Коріоліса. Загальні відомості про гідравлічні втрати. Види гідравлічних втрат. Трубка Піто. Витратомір Вентурі. Короткі відомості про рух газів, умови застосування законів гідравліки до руху газів [1, с. 44-55].

Тема 7. Режими руху рідини й основи гідродинамічної подібності. Ламінарний і турбулентний режими руху рідини. Число Рейнольдса. Моделювання гідродинамічних явищ. Основи теорії гідродинамічної подібності. Критерії гідродинамічної подібності. Подібність повна та часткова. Автомодельність. Метод розмірностей [1, с. 57-65].

Тема 8. Ламінарний рух рідини. Розподіл швидкостей по перерізу круглої труби. Втрати напору на тертя по довжині труби (формула Пуазейля). Початкова ділянка потоку. Ламінарний рух у плоских і кільцевих зазорах. Особливі випадки ламінарного руху (змінна в'язкість, облітерація) [1, с. 69-79].

Тема 9. Турбулентний рух рідини. Особливості турбулентного руху рідини. Пульсації швидкостей і тиску. Розподіл осереднених за часом швидкостей у перерізі турбулентного потоку. Дотичні напруження в турбулентному потоці. Втрати напору в трубах. Формула Дарсі, коефіцієнт втрат на тертя по довжині (коефіцієнт Дарсі). Шорсткість стінок, абсолютна й відносна. Графіки І.І. Нікурадзе й Г.А. Муріна. Гідравлічно гладкі й шорсткуваті труби, формули для визначення коефіцієнта Дарсі й області їхнього застосування. Рух у некруглих трубах [1, с. 82-91].

Тема 10. Місцеві гідравлічні опори. Основні види місцевих опорів, коефіцієнт місцевих втрат. Місцеві втрати напору при великих числах Рейнольдса. Раптове розширення труби (теорема Борда). Дифузори. Звуження труби. Коліна.

Місцеві втрати напору при малих числах Рейнольдса. Кавітація в місцевих гідравлічних опорах. Практичне використання кавітації [1, с. 93-105].

Тема 11. Витікання рідини через отвори й насадки. Витікання рідини через отвори в тонкій стінці при постійному напорі. Коефіцієнти стиснення, швидкості, витрати. Витікання рідини через циліндричний насадок. Насадки різного типу. Витікання при змінному напорі (спорожнювання резервуарів) [1, с. 106-118].

Тема 12. Гідравлічний розрахунок трубопроводів. Основне розрахункове рівняння простого трубопроводу. Основні розрахункові задачі простого трубопроводу. Поняття про визначення економічно найвигіднішого діаметра трубопроводу. Сифонний трубопровід. Складні трубопроводи (послідовне й паралельне з'єднання трубопроводів; розгалужений трубопровід; кільцевий трубопровід; загальний випадок складного трубопроводу). Трубопровід з насосною подачею [1, с. 118-133].

Тема 13. Неусталений рух рідини. Неусталений рух нестисливої рідини у твердих трубах з урахуванням інерційного напору. Явище гідравлічного удару, формула Жуковського для прямого удару. Поняття про непрямий гідравлічний удар. Способи ослаблення гідравлічного удару. Практичне використання гідравлічного удару в техніці [1, с. 140-147].

Тема 14. Взаємодія потоку зі стінками. Теорема імпульсів. Вплив вільного струменя на тверді перешкоди. Сили впливу напірного потоку на стінки [1, с. 148-152].

Змістовий модуль 2. ОБ'ЄМНІ ГІДРАВЛІЧНІ МАШИНИ

Тема 15. Загальні відомості про об'ємні гідромашини. Принцип дії об'ємних гідромашин. Насоси й гідродвигуни. Основні параметри: робочий об'єм, подача (витрата), напір (тиск), потужність, ККД. Баланс потужностей в об'ємних гідромашинах [1, 272-273].

Тема 16. Загальні відомості про об'ємні насоси. Об'ємні насоси, принцип їх дії, загальні властивості. Класифікація насосів. Застосування в гідроприводах і в системах гідроавтоматики [1, с. 272-275].

Тема 17. Поршневі й плунжерні насоси. Будова і галузі застосування поршневих і плунжерних насосів. Визначення робочих об'ємів. Індикаторна діаграма. ККД поршневих насосів. Графіки подачі й способи її вирівнювання. Діафрагмові насоси. [1, с. 275-280, 288-292; 2, с. 211-225]

Тема 18. Роторні насоси. Класифікація роторних насосів. Загальні властивості й області застосування. Устрій і особливості роторних насосів різних типів: а) роторно-поршневих; б) пластинчастих (шиберних); в) шестеренних; г) гвинтових. Визначення робочих об'ємів. Подача і її рівномірність. Характеристики насосів. Регулювання подачі. Робота насоса на трубопроводі [1, с. 299-307; 2, с. 226-246].

Тема 19. Об'ємні гідродвигуни. Силкові гідроциліндри, їхнє призначення та будова. Розрахунок гідроциліндрів. Поворотні гідродвигуни. Роторні гідродвигуни (гідромотори). Оборотно-ротаторні насосів і гідромоторів. Гідромотори роторно-поршневих, пластинчастих, шестеренних і гвинтових типів. Розрахунок крутного моменту й потужності на валу гідромотора. Регулювання робочого об'єму. Високомоментні гідромотори [1, с. 350-356; 2, с. 260-273].

Змістовий модуль 3. ОБ'ЄМНИЙ ГІДРОПРИВОД

Тема 20. Основні поняття. Принцип дії об'ємного гідропривода та його складові. Класифікація об'ємних гідроприводів за характером руху вихідної ланки й інших ознак. Елементи гідропривода (гідроапаратура, фільтри, гідроаккумулятори, гідролінії) [1, с. 379-382; с. 256-259].

Тема 21. Гідроапаратура й елементи гідроавтоматики. Класифікація гідроапаратів і елементів гідроавтоматики. Розподільні апарати (призначення, принцип дії й основні типи). Клапани (типи, принцип дії, будова і характеристики). Дросельні пристрої (типи, призначення, принцип дії й характеристики) [1, с. 356-379; 2, с. 273-289].

Тема 22. Гідролінії та допоміжне обладнання. Гідролінії (всмоктуюча, напірна, зливна, гідролінія управління, дренажна). Допоміжне обладнання (баки, гідроаккумулятори та гідроперетворювачі; кондиціонери робочої рідини: віддільники

твердих частинок (фільтри, сепаратори); теплообмінники) [1, с. 410-417; 2, с. 289-303].

Тема 23. Схеми гідропривода й системи гідроавтоматики. Схеми гідропривода із замкнутою й розімкнутою циркуляцією, із дросельним і об'ємним регулюванням швидкості. Порівняння різних способів регулювання швидкості гідропривода. Стабілізація швидкості. Синхронізація руху декількох гідродвигунів [1, с. 382-401; 2, с. 309-322].

Тема 24. Гідропривод, що стежить. Призначення, принцип дії, схема й галузі застосування гідропривода, що стежить, у системах автоматичного керування. Чутливість, точність і стійкість гідропідсилювачів [1, с. 402-409; 2, с. 323-326].

Змістовий модуль 4. ДИНАМІЧНІ ГІДРОМАШИНИ

Тема 25. Загальні відомості про динамічні гідромашини. Принцип дії динамічних гідромашин. Основні типи динамічних гідромашин, класифікація. Насоси й турбіни. Основні параметри: подача (витрата), напір, потужність, ККД. Баланс потужностей у динамічних гідромашинах [1, с. 154-155; 2, с. 179-183].

Тема 26. Основи теорії лопатевих насосів. Принцип дії. Відцентрові насоси. Схеми відцентрових насосів. Рівняння Л. Ейлера для насоса та турбіни. Теоретичний напір насоса. Вплив числа лопаток на теоретичний напір. Корисний напір. Втрати енергії в насосі. Коефіцієнти корисної дії насоса. Характеристика відцентрових насосів. Основи теорії подібності насосів, формули подібності, коефіцієнт бистрохідності й типи лопатевих насосів. Осьові насоси [1, с. 154-163, 167-168, 172-178, 180-186; 2, с. 207-235].

Тема 27. Експлуатаційні розрахунки лопатевих насосів. Застосування формул подібності для перерахування характеристик насосів. Насосна установка. Регулювання подачі. Послідовно й паралельне з'єднання насосів. Кавітація в лопатевих насосах. Кавітаційна характеристика. Кавітаційний запас [1, с. 186-197, 200-207; 2, с. 225-235].

Тема 28. Насоси тертя. Будова та принцип дії вихрового насоса, його характеристики. Дискові, шнекові та черпакові насоси. Струминні насоси [1, с. 225-240; 2, с. 247-255].

Тема 29. Гідравлічні турбіни. Будова, типи, характеристики. Галузі застосування.

Змістовий модуль 5. ГІДРОДИНАМІЧНІ ПЕРЕДАЧІ

Тема 30. Загальні поняття. Призначення й галузі застосування гідродинамічних передач. Принцип дії й класифікація. Робочі рідини [1, с. 240-243; 2, с. 327-329].

Тема 31. Гідродинамічні муфти. Будова і робочий процес гідромуфти. Основні параметри, рівняння й характеристики [1, с. 243-245, 252-262; 2, с. 329-331, 336-350].

Тема 32. Гідродинамічні трансформатори. Будова, класифікація, робочий процес, основні параметри й рівняння. Втрати енергії в трансформаторі. Зовнішні характеристики гідротрансформаторів різних типів, формули подібності для гідротрансформаторів і їхнє застосування. Спільна робота гідротрансформаторів із двигунами. Комплексні гідротрансформатори [1, с. 245-248, 262-271; 2, с. 329-333, 350-364].

Змістовий модуль 6. ПНЕВМАТИЧНИЙ (ГАЗОВИЙ) ПРИВОД

Тема 33. Основи функціонування пневмоприводів. Основні фізичні властивості газу. Основні газові закони. Особливості течії газу. Структура пневматичних приводів [3, с. 257-281; 4, с. 572-575].

Тема 34. Енергозабезпечення пневмопривода. Виробництво та підготування стисненого повітря. Склад джерела живлення стисненим повітрям. Компресори: об'ємні компресори, динамічні компресори. Характеристики компресорів. Пристрої очищення та осушення стисненого повітря. Ресивери. Пневмолінії [4, с. 575-590].

Тема 35. Виконавчі пневматичні пристрої. Типи виконавчих пневмомеханізмів. Пневматичні циліндри: типи, їх призначення та будова. Розрахунок пневмоциліндрів. Поворотні пневмодвигуни: типи, їх призначення та устрій. Розрахунок поворотних пневмодвигунів. Пневмомотори: типи, класифікація, призначення, основні робочі характеристики. Розрахунок

крутного моменту та потужності на валу пневмомотора. Спеціальні пневматичні виконавчі пристрої [3, с. 281-286; 4, с. 590-596].

Тема 36. Апаратура керування пневмоприводом та пневмоавтоматики. Класифікація та особливості апаратів керування пневмоприводом. Пневматичні розподільники: призначення, принцип дії й основні типи. Запірні елементи: типи, принцип дії, будова і характеристики. Пристрої регулювання витрат: типи, призначення, принцип дії й характеристики. Пристрої регулювання тиску: типи, призначення, принцип дії й характеристики. Апарати пневмоавтоматики (шляхові вимикачі, датчики положення тощо) [3, с. 286-302].

Тема 37. Типові пневмоприводи. Особливості використання пневмопривода. Схеми пневмоприводів, що використовуються в технологічних процесах (у т.ч. промислових маніпуляторах), на мобільних машинах, на залізничному транспорті [3, с. 302-315].

ІНДИВІДУАЛЬНІ ЗАВДАННЯ

Індивідуальні завдання складаються із задач, які згруповано у вигляді двох завдань. Кількість завдань, які виконуються, залежить від навчального плану за формою навчання та визначається деканатом і вказується викладачем. Одне індивідуальне завдання складає для денної форми навчання зміст розрахунково-графічної роботи, для заочної – зміст контрольної роботи.

Числові значення вихідних даних завдання 1 слід вибрати з таблиці до кожної задачі за варіантом у залежності від останньої цифри шифру, який надається деканатом або вказується викладачем. Завдання 2 слід вибрати за варіантом у залежності від останньої цифри того самого шифру.

ЗАВДАННЯ 1

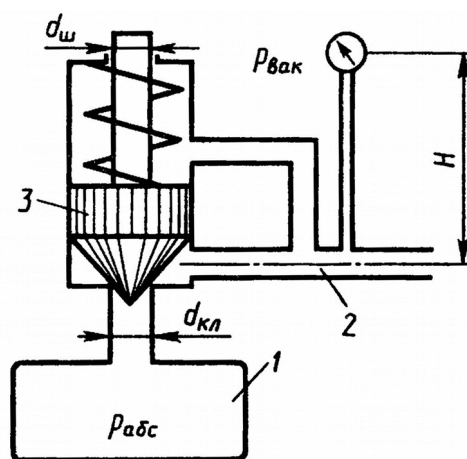
Задача 1. Каністра, яка заповнена бензином і не містить повітря, нагрілася на сонці до температури T . На скільки

підвищився б тиск бензину всередині каністри, якби вона була абсолютно жорсткою? Початкова температура бензину T_0 . Модуль об'ємної пружності бензину прийняти рівним $K_W = 1300$ МПа, коефіцієнт температурного розширення $\beta_T = 8 \cdot 10^{-4}$ 1/град.

Вихідні дані за варіантом:

Вихідні дані	Остання цифра шифру									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$T, ^\circ\text{C}$	50	45	35	40	45	60	40	48	35	56
$T_0, ^\circ\text{C}$	15	20	5	25	25	36	18	15	25	30

Задача 2. Визначити абсолютний тиск у резервуарі 1 (рисунок 1), якщо подача рідини з нього по трубопроводу 2 припинилася й клапан 3 заклався. Показання вакуумметра $p_{\text{вак}}$, висота розташування вакуумметра H , сила пружини F , густина рідини $\rho = 800$ кг/м³, атмосферний тиск відповідає $h_a = 755$ мм рт. ст., діаметри отвору клапана та штока $d_{\text{кл}}$ та $d_{\text{ш}}$ відповідно. Вертикальними Розмірами клапана 3 знехтувати.



Вихідні дані за варіантом:

Вихідні дані	Остання цифра шифру									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$p_{\text{вак}}, \text{МПа}$	0,05	0,04	0,06	0,03	0,04	0,05	0,06	0,08	0,04	0,07
$H, \text{м}$	2,5	3,0	2,0	4,0	4,5	3,0	2,5	2,0	3,5	2,5
$F, \text{Н}$	10	12	14	16	15	14	17	20	18	16
$d_{\text{кл}}, \text{мм}$	20	25	30	20	25	20	25	30	20	32
$d_{\text{ш}}, \text{мм}$	10	12,5	15	10	12,5	10	12,5	15	10	16

Задача 3. Насос нагнітає воду в напірний бак, де встановився постійний рівень на висоті H і постійний надлишковий тиск p_2 (рисунок 2). Подача насоса Q , температура води T . На виході з насоса на трубі діаметром d_1 встановлено манометр. Діаметр труби, що підводить воду до бака, дорівнює d_2 ; довжина цієї труби l ; еквівалентна шорсткість поверхні труби $\Delta_E = 0,01$ мм. Сумарний коефіцієнт опору (сума коефіцієнтів опору труби діаметром d_1 та всіх місцевих опорів), який визначено відносно швидкісного напору в трубі діаметром d_2 , прийняти рівним ζ . Визначити, який тиск p_1 показує манометр, що встановлено на трубі діаметром d_1 .

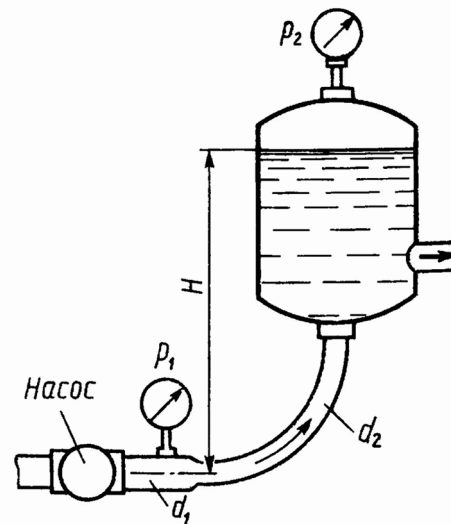


Рисунок 2

Сумарний коефіцієнт опору (сума коефіцієнтів опору труби діаметром d_1 та всіх місцевих опорів), який визначено відносно швидкісного напору в трубі діаметром d_2 , прийняти рівним ζ . Визначити, який тиск p_1 показує манометр, що встановлено на трубі діаметром d_1 .

Вихідні дані за варіантом:

Вихідні дані	Остання цифра шифру									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
H , м	2	3	3,5	4	2	3	5	6	3	4
p_2 , МПа	0,2	0,3	0,4	0,1	0,3	0,3	0,1	0,1	0,3	0,1
Q , л/с	4	5	4	6	3	2	3	2	5	2
T , °С	20	25	30	35	40	45	50	20	25	30
d_1 , мм	75	100	75	100	75	50	50	50	75	50
d_2 , мм	50	75	50	75	50	25	25	25	50	25
l , м	10	15	10	20	15	10	15	10	20	25
ζ	2,5	4	4,5	2	3,5	3	5	6	4	2

Задача 4. У теплообміннику (рисунок 3) охолодна вода проходить по двох послідовно з'єднаних секціях (ходах), кожна з яких складається з n паралельно з'єднаних латунних трубок довжиною l і діаметром d . Діаметри вхідного й вихідного

патрубок теплообмінника D ; витрата води, що проходить через теплообмінник Q ; кінематична в'язкість ν ; коефіцієнти місцевих опорів: на вході в трубку й у теплообмінник $\zeta_{\text{вх}} = 0,5$, на виході з трубки й з теплообмінника $\zeta_{\text{вих}} = 1$. Еквівалентна шорсткість поверхні трубки $\Delta_E = 0,006$ мм.

Потрібно визначити втрату напору по довжині й у місцевих опорах при русі води по латунних трубках, а також місцеву втрату напору при вході води в теплообмінник і виході з нього.

Вихідні дані за варіантом:

Вихідні дані	Остання цифра шифру									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
n	100	120	140	160	180	200	220	220	260	280
l , м	2	4	6	1,5	3	4,5	6	7	1	4
d , мм	12	20	25	14	16	18	22	12	14	16
D , мм	100	250	300	150	200	250	350	150	200	300
Q , м ³ /с	0,022	0,075	0,137	0,049	0,072	0,100	0,170	0,060	0,080	0,110
ν , см ² /с	0,0178	0,015	0,014	0,013	0,012	0,011	0,010	0,014	0,008	0,070

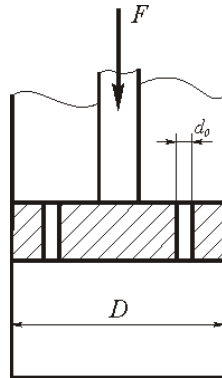
Задача 5. Поршень діаметром D має n отворів діаметром d_0 кожне (рисунок 4). Отвори розглядати як зовнішні циліндричні насадки з коефіцієнтом витрати $\mu = 0,82$. Густина рідини $\rho = 900$ кг/м³. Визначити швидкість V руху поршня, якщо до його штока прикладена сила F . Ваговим тиском знехтувати.

Вихідні дані за варіантом:

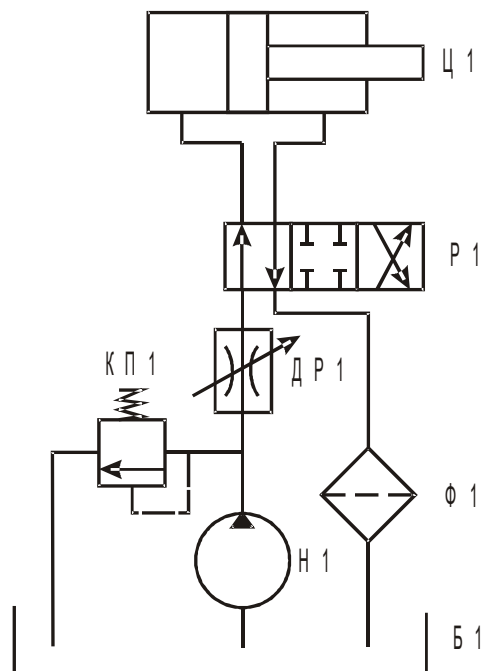
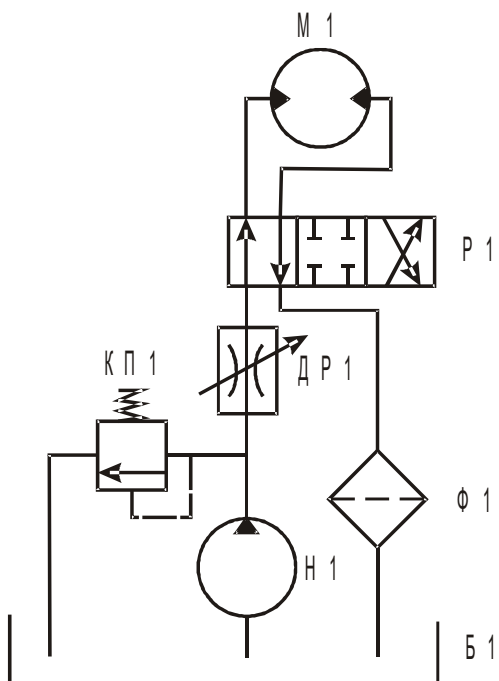
Вихідні дані	Остання цифра шифру									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
D , мм	50	55	60	70	100	80	110	140	200	125
d_0 , мм	2	5	3	4	5	6	2	5	6	4
n	5	4	4	3	3	4	5	4	6	5
F , кН	10	12	16	10	8	12	14	15	16	12

ЗАВДАННЯ 2

Принципові
необхідні для
наведено на
Рисунок 5
ВАРІАНТ 0



схеми гідроприводів,
виконання завдання,
рисунок 5,6.
Рисунок 6



Проаналізувати режим роботи об'ємного гідропривода обертального руху. Тобто:

1) визначити робочий режим (координати робочої точки) насосної установки;

2) визначити витрату робочої рідини, яка надходить у гідромотор;

3) визначити частоту обертання вала гідромотора;

4) визначити витрату рідини, що проходить крізь перепускний клапан;

5) визначити втрату потужності через злив робочої рідини крізь перепускний клапан.

Принципова схема гідропривода зображена на рисунку 5.

Технічні дані гідропривода:

1) **насос**: робочий об'єм $V_0 = 56 \text{ см}^3$; частота обертання вала $n = 1500 \text{ об/хв}$; об'ємний коефіцієнт корисної дії $\eta_{\text{ОН}} = 0,96$ при номінальному тиску насоса $p_{\text{Н}} = 20 \text{ МПа}$;

2) **перепускний клапан**: тиск настройки $p_{\text{КЛ}} = 21,6 \text{ МПа}$; ухил лінеаризованої характеристики клапана $\left(\frac{\Delta p}{\Delta Q}\right)_{\text{КЛ}} = 0,7 \text{ МПа} \cdot \text{с/л}$;

3) **гідромотор**: робочий об'єм $V_0 = 452 \text{ см}^3$; об'ємний коефіцієнт корисної дії $\eta_{\text{ОГ}} = 0,94$; механічний коефіцієнт корисної дії $\eta_{\text{МГ}} = 0,89$; момент опору обертанню вала $M = 1100 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

4) **напірна гідролінія**: діаметр трубопроводу $d_{\text{Н}} = 18 \text{ мм}$; загальна довжина $l_{\text{Н}} = 8 \text{ м}$; еквівалентна шорсткість $\Delta_{\text{Е}} = 0,01 \text{ мм}$; сумарний коефіцієнт місцевих опорів $\Sigma \zeta = 20$;

5) **зливна гідролінія**: діаметр трубопроводу $d_3 = 28 \text{ мм}$; загальна довжина $l_3 = 8 \text{ м}$; еквівалентна шорсткість $\Delta_{\text{Е}} = 0,01 \text{ мм}$; сумарний коефіцієнт місцевих опорів $\Sigma \zeta = 17$;

6) **дросель**: площа прохідного отвору $S_{\text{ДР}} = 25 \text{ мм}^2$; коефіцієнт витрати $\mu = 0,8$;

7) **робоча рідина**: густина $\rho = 890 \text{ кг/м}^3$; кінематична в'язкість $\nu = 8 \text{ сСт}$.

ВАРІАНТ 1

Проаналізувати режим роботи об'ємного гідропривода поступового руху. Тобто:

1) визначити робочий режим (координати робочої точки) насосної установки;

2) визначити витрату робочої рідини, яка надходить у гідроциліндр;

3) визначити швидкість руху штока гідроциліндра;

4) визначити витрату рідини, що проходить крізь перепускний клапан;

5) визначити втрату потужності через злив робочої рідини крізь перепускний клапан.

Принципова схема гідропривода зображена на рисунку 6.

Технічні дані гідропривода:

1) **насос**: робочий об'єм $V_0 = 28 \text{ см}^3$; частота обертання вала $n = 2400 \text{ об/хв}$; об'ємний коефіцієнт корисної дії $\eta_{0H} = 0,95$ при номінальному тиску насоса $p_H = 16 \text{ МПа}$;

2) **перепускний клапан**: тиск настройки $p_{KL} = 17,3 \text{ МПа}$; ухил лінеаризованої характеристики клапана $\left(\frac{\Delta p}{\Delta Q}\right)_{KL} = 0,5 \text{ МПа} \cdot \text{с/л}$;

3) **гідроциліндр**: діаметр циліндра $d_{Ц} = 100 \text{ мм}$; діаметр штока $d_{Ш} = 63 \text{ мм}$; об'ємний коефіцієнт корисної дії $\eta_{0Г} = 0,99$; механічний коефіцієнт корисної дії $\eta_{МГ} = 0,9$; зусилля опору пересуванню штока $F = 95 \text{ кН}$;

4) **напірна гідролінія**: діаметр трубопроводу $d_H = 16 \text{ мм}$; загальна довжина $l_H = 8 \text{ м}$; еквівалентна шорсткість $\Delta_E = 0,02 \text{ мм}$; сумарний коефіцієнт місцевих опорів $\Sigma \zeta = 15$;

5) **зливна гідролінія**: діаметр трубопроводу $d_3 = 24 \text{ мм}$; загальна довжина $l_3 = 8 \text{ м}$; еквівалентна шорсткість $\Delta_E = 0,02 \text{ мм}$; сумарний коефіцієнт місцевих опорів $\Sigma \zeta = 12$;

6) **дросель**: площа прохідного отвору $S_{ДР} = 10 \text{ мм}^2$; коефіцієнт витрати $\mu = 0,62$;

7) **робоча рідина**: густина $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$; кінематична в'язкість $\nu = 10 \text{ сСт}$.

ВАРІАНТ 2

Проаналізувати режим роботи об'ємного гідропривода обертального руху. Тобто:

1) визначити робочий режим (координати робочої точки) насосної установки;

2) визначити витрату робочої рідини, яка надходить у гідромотор;

3) визначити частоту обертання вала гідромотора;

4) визначити витрату рідини, що проходить крізь перепускний клапан;

5) визначити втрату потужності через злив робочої рідини крізь перепускний клапан.

Принципова схема гідропривода зображена на рисунку 5.

Технічні дані гідропривода:

1) **насос**: робочий об'єм $V_0 = 56 \text{ см}^3$; частота обертання вала $n = 1500 \text{ об/хв}$; об'ємний коефіцієнт корисної дії $\eta_{\text{ОН}} = 0,96$ при номінальному тиску насоса $p_{\text{Н}} = 20 \text{ МПа}$;

2) **перепускний клапан**: тиск настройки $p_{\text{КЛ}} = 21,6 \text{ МПа}$; ухил лінеаризованої характеристики клапана $\left(\frac{\Delta p}{\Delta Q}\right)_{\text{КЛ}} = 0,5 \text{ МПа} \cdot \text{с/л}$;

3) **гідромотор**: робочий об'єм $V_0 = 452 \text{ см}^3$; об'ємний коефіцієнт корисної дії $\eta_{\text{ОГ}} = 0,94$; механічний коефіцієнт корисної дії $\eta_{\text{МГ}} = 0,89$; момент опору обертанню вала $M = 1050 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

4) **напірна гідролінія**: діаметр трубопроводу $d_{\text{Н}} = 18 \text{ мм}$; загальна довжина $l_{\text{Н}} = 6 \text{ м}$; еквівалентна шорсткість $\Delta_{\text{Е}} = 0,01 \text{ мм}$; сумарний коефіцієнт місцевих опорів $\Sigma \zeta = 20$;

5) **зливна гідролінія**: діаметр трубопроводу $d_3 = 28 \text{ мм}$; загальна довжина $l_3 = 6 \text{ м}$; еквівалентна шорсткість $\Delta_{\text{Е}} = 0,01 \text{ мм}$; сумарний коефіцієнт місцевих опорів $\Sigma \zeta = 25$;

6) **дросьель**: площа прохідного отвору $S_{\text{ДР}} = 25 \text{ мм}^2$; коефіцієнт витрати $\mu = 0,65$;

7) **робоча рідина**: густина $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$; кінематична в'язкість $\nu = 10 \text{ сСт}$.

ВАРІАНТ 3

Проаналізувати режим роботи об'ємного гідропривода поступового руху. Тобто:

1) визначити робочий режим (координати робочої точки) насосної установки;

2) визначити витрату робочої рідини, яка надходить у гідроциліндр;

3) визначити швидкість руху штока гідроциліндра;

4) визначити витрату рідини, що проходить крізь перепускний клапан;

5) визначити втрату потужності через злив робочої рідини крізь перепускний клапан.

Принципова схема гідропривода зображена на рисунку 6.

Технічні дані гідропривода:

1) **насос**: робочий об'єм $V_0 = 225 \text{ см}^3$; частота обертання вала $n = 1200 \text{ об/хв}$; об'ємний коефіцієнт корисної дії $\eta_{0Н} = 0,97$ при номінальному тиску насоса $p_H = 20 \text{ МПа}$;

2) **перепускний клапан**: тиск настройки $p_{кл} = 21,6 \text{ МПа}$; ухил лінеаризованої характеристики клапана $\left(\frac{\Delta p}{\Delta Q}\right)_{кл} = 0,4 \text{ МПа} \cdot \text{с/л}$;

3) **гідроциліндр**: діаметр циліндра $d_{ц} = 160 \text{ мм}$; діаметр штока $d_{ш} = 70 \text{ мм}$; об'ємний коефіцієнт корисної дії $\eta_{ог} = 0,99$; механічний коефіцієнт корисної дії $\eta_{мг} = 0,9$; зусилля опору пересуванню штока $F = 300 \text{ кН}$;

4) **напірна гідролінія**: діаметр трубопроводу $d_H = 30 \text{ мм}$; загальна довжина $l_H = 15 \text{ м}$; еквівалентна шорсткість $\Delta_E = 0,03 \text{ мм}$; сумарний коефіцієнт місцевих опорів $\Sigma \zeta = 20$;

5) **зливна гідролінія**: діаметр трубопроводу $d_3 = 50 \text{ мм}$; загальна довжина $l_3 = 15 \text{ м}$; еквівалентна шорсткість $\Delta_E = 0,03 \text{ мм}$; сумарний коефіцієнт місцевих опорів $\Sigma \zeta = 16$;

6) **дросьель**: площа прохідного отвору $S_{др} = 34 \text{ мм}^2$; коефіцієнт витрати $\mu = 0,65$;

7) **робоча рідина**: густина $\rho = 930 \text{ кг/м}^3$; кінематична в'язкість $\nu = 8 \text{ сСт}$.

ВАРІАНТ 4

Проаналізувати режим роботи об'ємного гідропривода обертального руху. Тобто:

1) визначити робочий режим (координати робочої точки) насосної установки;

2) визначити витрату робочої рідини, яка надходить у гідромотор;

3) визначити частоту обертання вала гідромотора;

4) визначити витрату рідини, що проходить крізь перепускний клапан;

5) визначити втрату потужності через злив робочої рідини крізь перепускний клапан.

Принципова схема гідропривода зображена на рисунку 5.

Технічні дані гідропривода:

1) **насос**: робочий об'єм $V_0 = 112 \text{ см}^3$; частота обертання вала $n = 1500 \text{ об/хв}$; об'ємний коефіцієнт корисної дії $\eta_{0Н} = 0,96$ при номінальному тиску насоса $p_H = 20 \text{ МПа}$;

2) **перепускний клапан**: тиск настройки $p_{КЛ} = 21,6 \text{ МПа}$; ухил лінеаризованої характеристики клапана $\left(\frac{\Delta p}{\Delta Q}\right)_{КЛ} = 0,6 \text{ МПа} \cdot \text{с/л}$;

3) **гідромотор**: робочий об'єм $V_0 = 707 \text{ см}^3$; об'ємний коефіцієнт корисної дії $\eta_{0Г} = 0,94$; механічний коефіцієнт корисної дії $\eta_{МГ} = 0,9$; момент опору обертанню вала $M = 1500 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

4) **напірна гідролінія**: діаметр трубопроводу $d_H = 26 \text{ мм}$; загальна довжина $l_H = 12 \text{ м}$; еквівалентна шорсткість $\Delta_E = 0,02 \text{ мм}$; сумарний коефіцієнт місцевих опорів $\Sigma \zeta = 25$;

5) **зливна гідролінія**: діаметр трубопроводу $d_3 = 42 \text{ мм}$; загальна довжина $l_3 = 12 \text{ м}$; еквівалентна шорсткість $\Delta_E = 0,02 \text{ мм}$; сумарний коефіцієнт місцевих опорів $\Sigma \zeta = 20$;

6) **дросель**: площа прохідного отвору $S_{ДР} = 45 \text{ мм}^2$; коефіцієнт витрати $\mu = 0,7$;

7) **робоча рідина**: густина $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$; кінематична в'язкість $\nu = 10 \text{ сСт}$.

ВАРІАНТ 5

Проаналізувати режим роботи об'ємного гідропривода поступового руху. Тобто:

- 1) визначити робочий режим (координати робочої точки) насосної установки;
- 2) визначити витрату робочої рідини, яка надходить у гідроциліндр;
- 3) визначити швидкість руху штока гідроциліндра;
- 4) визначити витрату рідини, що проходить крізь перепускний клапан;
- 5) визначити втрату потужності через злив робочої рідини крізь перепускний клапан.

Принципова схема гідропривода зображена на рисунку 6.

Технічні дані гідропривода:

- 1) **насос**: робочий об'єм $V_0 = 50 \text{ см}^3$; частота обертання вала $n = 2400 \text{ об/хв}$; об'ємний коефіцієнт корисної дії $\eta_{\text{ОН}} = 0,95$ при номінальному тиску насоса $p_{\text{Н}} = 16 \text{ МПа}$;
- 2) **перепускний клапан**: тиск настройки $p_{\text{КЛ}} = 17,3 \text{ МПа}$; ухил лінеаризованої характеристики клапана $\left(\frac{\Delta p}{\Delta Q}\right)_{\text{КЛ}} = 0,5 \text{ МПа} \cdot \text{с/л}$;
- 3) **гідроциліндр**: діаметр циліндра $d_{\text{Ц}} = 110 \text{ мм}$; діаметр штока $d_{\text{Ш}} = 70 \text{ мм}$; об'ємний коефіцієнт корисної дії $\eta_{\text{ОГ}} = 0,99$; механічний коефіцієнт корисної дії $\eta_{\text{МГ}} = 0,9$; зусилля опору пересуванню штока $F = 110 \text{ кН}$;
- 4) **напірна гідролінія**: діаметр трубопроводу $d_{\text{Н}} = 20 \text{ мм}$; загальна довжина $l_{\text{Н}} = 10 \text{ м}$; еквівалентна шорсткість $\Delta_{\text{Е}} = 0,02 \text{ мм}$; сумарний коефіцієнт місцевих опорів $\Sigma \zeta = 15$;
- 5) **зливна гідролінія**: діаметр трубопроводу $d_{\text{З}} = 30 \text{ мм}$; загальна довжина $l_{\text{З}} = 10 \text{ м}$; еквівалентна шорсткість $\Delta_{\text{Е}} = 0,02 \text{ мм}$; сумарний коефіцієнт місцевих опорів $\Sigma \zeta = 12$;
- 6) **дросьель**: площа прохідного отвору $S_{\text{ДР}} = 16 \text{ мм}^2$; коефіцієнт витрати $\mu = 0,62$;
- 7) **робоча рідина**: густина $\rho = 940 \text{ кг/м}^3$; кінематична в'язкість $\nu = 12 \text{ сСт}$.

ВАРІАНТ 6

Проаналізувати режим роботи об'ємного гідропривода обертального руху. Тобто:

1) визначити робочий режим (координати робочої точки) насосної установки;

2) визначити витрату робочої рідини, яка надходить у гідромотор;

3) визначити частоту обертання вала гідромотора;

4) визначити витрату рідини, що проходить крізь перепускний клапан;

5) визначити втрату потужності через злив робочої рідини крізь перепускний клапан.

Принципова схема гідропривода зображена на рисунку 5.

Технічні дані гідропривода:

1) **насос**: робочий об'єм $V_0 = 56 \text{ см}^3$; частота обертання вала $n = 1500 \text{ об/хв}$; об'ємний коефіцієнт корисної дії $\eta_{0Н} = 0,96$ при номінальному тиску насоса $p_H = 20 \text{ МПа}$;

2) **перепускний клапан**: тиск настройки $p_{КЛ} = 21,6 \text{ МПа}$; ухил лінеаризованої характеристики клапана $\left(\frac{\Delta p}{\Delta Q}\right)_{КЛ} = 0,6 \text{ МПа} \cdot \text{с/л}$;

3) **гідромотор**: робочий об'єм $V_0 = 452 \text{ см}^3$; об'ємний коефіцієнт корисної дії $\eta_{0Г} = 0,94$; механічний коефіцієнт корисної дії $\eta_{МГ} = 0,89$; момент опору обертанню вала $M = 1000 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

4) **напірна гідролінія**: діаметр трубопроводу $d_H = 18 \text{ мм}$; загальна довжина $l_H = 10 \text{ м}$; еквівалентна шорсткість $\Delta_E = 0,01 \text{ мм}$; сумарний коефіцієнт місцевих опорів $\Sigma \zeta = 22$;

5) **зливна гідролінія**: діаметр трубопроводу $d_3 = 28 \text{ мм}$; загальна довжина $l_3 = 10 \text{ м}$; еквівалентна шорсткість $\Delta_E = 0,01 \text{ мм}$; сумарний коефіцієнт місцевих опорів $\Sigma \zeta = 26$;

6) **дросьель**: площа прохідного отвору $S_{ДР} = 40 \text{ мм}^2$; коефіцієнт витрати $\mu = 0,62$;

7) **робоча рідина**: густина $\rho = 920 \text{ кг/м}^3$; кінематична в'язкість $\nu = 12 \text{ сСт}$.

ВАРІАНТ 7

Проаналізувати режим роботи об'ємного гідропривода поступового руху. Тобто:

1) визначити робочий режим (координати робочої точки) насосної установки;

2) визначити витрату робочої рідини, яка надходить у гідроциліндр;

3) визначити швидкість руху штока гідроциліндра;

4) визначити витрату рідини, що проходить крізь перепускний клапан;

5) визначити втрату потужності через злив робочої рідини крізь перепускний клапан.

Принципова схема гідропривода зображена на рисунку 6.

Технічні дані гідропривода:

1) **насос**: робочий об'єм $V_0 = 112 \text{ см}^3$; частота обертання вала $n = 1200 \text{ об/хв}$; об'ємний коефіцієнт корисної дії $\eta_{0Н} = 0,96$ при номінальному тиску насоса $p_H = 20 \text{ МПа}$;

2) **перепускний клапан**: тиск настройки $p_{КЛ} = 21,6 \text{ МПа}$; ухил лінеаризованої характеристики клапана $\left(\frac{\Delta p}{\Delta Q}\right)_{КЛ} = 0,4 \text{ МПа} \cdot \text{с/л}$;

3) **гідроциліндр**: діаметр циліндра $d_{Ц} = 180 \text{ мм}$; діаметр штока $d_{Ш} = 80 \text{ мм}$; об'ємний коефіцієнт корисної дії $\eta_{0Г} = 0,99$; механічний коефіцієнт корисної дії $\eta_{МГ} = 0,9$; зусилля опору пересуванню штока $F = 380 \text{ кН}$;

4) **напірна гідролінія**: діаметр трубопроводу $d_H = 24 \text{ мм}$; загальна довжина $l_H = 15 \text{ м}$; еквівалентна шорсткість $\Delta_E = 0,03 \text{ мм}$; сумарний коефіцієнт місцевих опорів $\Sigma \zeta = 20$;

5) **зливна гідролінія**: діаметр трубопроводу $d_3 = 38 \text{ мм}$; загальна довжина $l_3 = 15 \text{ м}$; еквівалентна шорсткість $\Delta_E = 0,03 \text{ мм}$; сумарний коефіцієнт місцевих опорів $\Sigma \zeta = 15$;

6) **дросьель**: площа прохідного отвору $S_{ДР} = 22 \text{ мм}^2$; коефіцієнт витрати $\mu = 0,65$;

7) **робоча рідина**: густина $\rho = 940 \text{ кг/м}^3$; кінематична в'язкість $\nu = 9 \text{ сСт}$.

ВАРІАНТ 8

Проаналізувати режим роботи об'ємного гідропривода обертального руху. Тобто:

1) визначити робочий режим (координати робочої точки) насосної установки;

2) визначити витрату робочої рідини, яка надходить у гідромотор;

3) визначити частоту обертання вала гідромотора;

4) визначити витрату рідини, що проходить крізь перепускний клапан;

5) визначити втрату потужності через злив робочої рідини крізь перепускний клапан.

Принципова схема гідропривода зображена на рисунку 5.

Технічні дані гідропривода:

1) **насос**: робочий об'єм $V_0 = 112 \text{ см}^3$; частота обертання вала $n = 1500 \text{ об/хв}$; об'ємний коефіцієнт корисної дії $\eta_{0Н} = 0,96$ при номінальному тиску насоса $p_H = 20 \text{ МПа}$;

2) **перепускний клапан**: тиск настройки $p_{КЛ} = 21,6 \text{ МПа}$; ухил лінеаризованої характеристики клапана $\left(\frac{\Delta p}{\Delta Q}\right)_{КЛ} = 0,6 \text{ МПа} \cdot \text{с/л}$;

3) **гідромотор**: робочий об'єм $V_0 = 707 \text{ см}^3$; об'ємний коефіцієнт корисної дії $\eta_{0Г} = 0,94$; механічний коефіцієнт корисної дії $\eta_{МГ} = 0,9$; момент опору обертанню вала $M = 1400 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

4) **напірна гідролінія**: діаметр трубопроводу $d_H = 26 \text{ мм}$; загальна довжина $l_H = 10 \text{ м}$; еквівалентна шорсткість $\Delta_E = 0,01 \text{ мм}$; сумарний коефіцієнт місцевих опорів $\Sigma \zeta = 20$;

5) **зливна гідролінія**: діаметр трубопроводу $d_3 = 42 \text{ мм}$; загальна довжина $l_3 = 10 \text{ м}$; еквівалентна шорсткість $\Delta_E = 0,01 \text{ мм}$; сумарний коефіцієнт місцевих опорів $\Sigma \zeta = 23$;

6) **дросьель**: площа прохідного отвору $S_{ДР} = 50 \text{ мм}^2$; коефіцієнт витрати $\mu = 0,75$;

7) **робоча рідина**: густина $\rho = 920 \text{ кг/м}^3$; кінематична в'язкість $\nu = 14 \text{ сСт}$.

ВАРІАНТ 9

Проаналізувати режим роботи об'ємного гідропривода поступового руху. Тобто:

- 1) визначити робочий режим (координати робочої точки) насосної установки;
- 2) визначити витрату робочої рідини, яка надходить у гідроциліндр;
- 3) визначити швидкість руху штока гідроциліндра;
- 4) визначити витрату рідини, що проходить крізь перепускний клапан;
- 5) визначити втрату потужності через злив робочої рідини крізь перепускний клапан.

Принципова схема гідропривода зображена на рисунку 6.

Технічні дані гідропривода:

- 1) **насос**: робочий об'єм $V_0 = 63 \text{ см}^3$; частота обертання вала $n = 2400 \text{ об/хв}$; об'ємний коефіцієнт корисної дії $\eta_{\text{ОН}} = 0,95$ при номінальному тиску насоса $p_{\text{Н}} = 16 \text{ МПа}$;
- 2) **перепускний клапан**: тиск настройки $p_{\text{КЛ}} = 17,3 \text{ МПа}$; ухил лінеаризованої характеристики клапана $\left(\frac{\Delta p}{\Delta Q}\right)_{\text{КЛ}} = 0,5 \text{ МПа} \cdot \text{с/л}$;
- 3) **гідроциліндр**: діаметр циліндра $d_{\text{Ц}} = 125 \text{ мм}$; діаметр штока $d_{\text{Ш}} = 80 \text{ мм}$; об'ємний коефіцієнт корисної дії $\eta_{\text{ОГ}} = 0,99$; механічний коефіцієнт корисної дії $\eta_{\text{МГ}} = 0,9$; зусилля опору пересуванню штока $F = 140 \text{ кН}$;
- 4) **напірна гідролінія**: діаметр трубопроводу $d_{\text{Н}} = 24 \text{ мм}$; загальна довжина $l_{\text{Н}} = 14 \text{ м}$; еквівалентна шорсткість $\Delta_{\text{Е}} = 0,02 \text{ мм}$; сумарний коефіцієнт місцевих опорів $\Sigma \zeta = 15$;
- 5) **зливна гідролінія**: діаметр трубопроводу $d_{\text{З}} = 38 \text{ мм}$; загальна довжина $l_{\text{З}} = 14 \text{ м}$; еквівалентна шорсткість $\Delta_{\text{Е}} = 0,02 \text{ мм}$; сумарний коефіцієнт місцевих опорів $\Sigma \zeta = 12$;
- 6) **дросьель**: площа прохідного отвору $S_{\text{ДР}} = 22 \text{ мм}^2$; коефіцієнт витрати $\mu = 0,62$;
- 7) **робоча рідина**: густина $\rho = 930 \text{ кг/м}^3$; кінематична в'язкість $\nu = 12 \text{ сСт}$.

ПРИКЛАДИ РОЗВ'ЯЗАННЯ ЗАДАЧ

Задача 1. Каністра, яка заповнена бензином і не містить повітря, нагрілася на сонці до температури $T = 47\text{ }^\circ\text{C}$. На скільки підвищився б тиск бензину всередині каністри, якби вона була абсолютно жорсткою? Початкова температура бензину $T_0 = 20\text{ }^\circ\text{C}$. Модуль об'ємної пружності бензину прийняти рівним $K_W = 1300$ МПа, коефіцієнт температурного розширення $\beta_T = 8 \cdot 10^{-4}$ 1/град.

Розв'язання. Якби каністра була абсолютно пружною, при підвищенні температури об'єм бензину збільшився б на

$$\Delta W = \beta_T W_0 \Delta T, \quad (1)$$

де ΔT – збільшення температури, $\Delta T = T - T_0$; W_0 – початковий об'єм бензину в каністрі.

Проте в абсолютно жорсткій каністрі це не відбудеться, бо бензин стискається, а тиск збільшується. Зв'язок між зміною об'єму при стисненні та зміною тиску відображається формулою

$$\Delta W = -\beta_p W_0 \Delta p, \quad (2)$$

де β_p – коефіцієнт об'ємного стиснення, $\beta_p = \frac{1}{K_W}$; Δp – зміна тиску, $\Delta p = p - p_0$; p_0 – початковий тиск.

Ураховуючи те, що у формулі (2) $\Delta W < 0$ при $\Delta p > 0$, урівнюючи праві частини (1) та (2) за абсолютними значеннями, одержимо рівняння

$$\beta_T W_0 \Delta T = \beta_p W_0 \Delta p.$$

Розв'язок цього рівняння:

$$\Delta p = \frac{\beta_T}{\beta_p} (T - T_0) = \beta_T K_W (T - T_0). \quad (3)$$

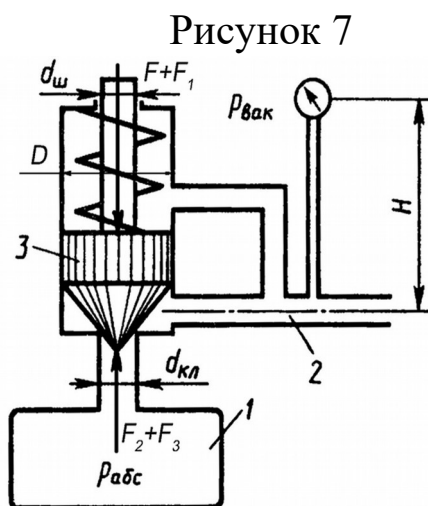
Підставляючи числові значення в (3), одержимо підвищення тиску:

$$\Delta p = 8 \cdot 10^{-4} \cdot 1300 \cdot 10^6 \cdot (47 - 20) = 28100000 \text{ Па} = 28,1 \text{ МПа}.$$

Задача 2. Визначити абсолютний тиск у резервуарі 1 (рисунок 3), якщо подача рідини з нього по трубопроводу 2 припинилася й клапан 3 закритися. Показання вакуумметра $p_{\text{вак}} = 0,035$ МПа, висота розташування вакуумметра $H = 3$ м, сила пружини $F = 11$ Н, густина рідини $\rho = 800$ кг/м³, атмосферний тиск відповідає $h_a = 755$ мм рт. ст., діаметри отвору клапана та штока $d_{\text{кл}} = 30$ мм, $d_{\text{ш}} = 20$ мм відповідно. Вертикальними розмірами клапана 3 знехтувати.

Розв'язання. Сили, що діють на клапан 3, знаходяться в рівновазі. Рівняння рівноваги цих сил (рисунок 7) має вигляд:

$$F + F_1 - F_2 - F_3 = 0. \quad (4)$$



Визначимо за абсолютним тиском сили тиску F_1, F_2, F_3 , що діють на відповідні площі клапана 3, якщо його вертикальними розмірами можна знехтувати:

$$F_1 = p_{2\text{абс}} \frac{\pi}{4} (D^2 - d_{\text{ш}}^2); \quad (5)$$

$$F_2 = p_{2\text{абс}} \frac{\pi}{4} (D^2 - d_{\text{кл}}^2); \quad (6)$$

$$F_3 = p_{\text{абс}} \frac{\pi d_{\text{кл}}^2}{4}, \quad (7)$$

де $p_{\text{абс}}$ – шуканий абсолютний тиск у резервуарі 1; $p_{2\text{абс}}$ – абсолютний тиск у трубопроводі 2; D – діаметр клапана 3 (див. рисунок 7).

За основним рівнянням гідростатики абсолютний тиск

$$P_{2абс} = P_a - P_{вак} + \rho g H, \quad (8)$$

де $(P_a - P_{вак})$ – абсолютний тиск на висоті H розташування вакуумметра; g – прискорення сили тяжіння.

Або з урахуванням заданої висоти стовпчика ртуті h_a маємо:

$$P_{2абс} = \rho_{рт} g h_a - P_{вак} + \rho g H, \quad (9)$$

де $\rho_{рт}$ – густина ртуті.

Підставивши (9) у (5) та (6), а потім (5) – (7) у (1), одержимо рівняння відносно $P_{абс}$. Виконавши відповідні перетворення, у результаті яких члени вказаного рівняння, що містять діаметр D , взаємно знищуються, одержимо розв'язок цього рівняння у вигляді:

$$P_{абс} = \frac{4F}{\pi d_{кл}^2} + (\rho_{рт} g h_a - P_{вак} + \rho g H) \cdot \left(1 - \frac{d_{ш}^2}{d_{кл}^2}\right). \quad (10)$$

Шукане числове значення

$$P_{абс} = \frac{4 \cdot 11}{\pi \cdot 0,03^2} + (13600 \cdot 9,81 \cdot 0,755 - 0,035 \cdot 10^6 + 800 \cdot 9,81 \cdot 3) \cdot \left(1 - \frac{0,02^2}{0,03^2}\right) =$$

$$= 69,6 \text{ кПа}$$

Задача 3. Насос нагнітає воду в напірний бак, де встановився постійний рівень на висоті $H=2,5$ м і постійний надлишковий тиск $P_2=0,2$ МПа (рисунок 2). Подача насоса $Q=5,5$ л/с, температура води $T=40$ °С. На виході з насоса на трубі діаметром $d_1=100$ мм встановлено манометр. Діаметр труби, що підводить воду до бака, дорівнює $d_2=50$ мм; довжина цієї труби $l=18$ м; еквівалентна шорсткість поверхні труби $\Delta_E=0,01$ мм. Сумарний коефіцієнт опору (сума коефіцієнтів опору труби діаметром d_1 та всіх місцевих опорів), який визначено відносно швидкісного напору в трубі діаметром d_2 ,

прийняти рівним $\zeta = 3,5$. Визначити, який тиск p_1 показує манометр, що встановлено на трубі діаметром d_1 .

Розв'язання. Оберемо два плоских перерізи потоку 1-1 і 2-2 (рисунок 8).

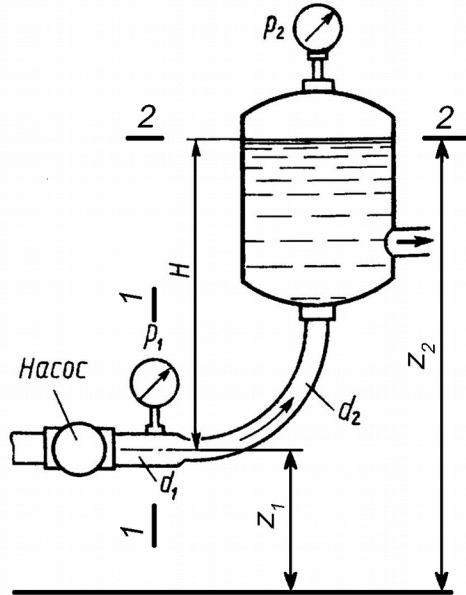


Рисунок 8

Складемо для них рівняння Д. Бернуллі. Повні напори для вказаних перерізів визначимо відносно довільної горизонтальної площини (площини порівняння, див. рисунок 8):

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{V_2^2}{2g} + \lambda \frac{l}{d_2} \frac{V^2}{2g} + \zeta \frac{V^2}{2g}, \quad (11)$$

де для обраних перерізів: $z_2 - z_1 = H$; p_1 – шуканий тиск; p_2 – заданий надлишковий тиск; V_1 та V_2 – середні швидкості у відповідних перерізах потоку 1-1 та 2-2; V – середня швидкість у перерізі потоку в трубі діаметром d_2 ; α_1 та α_2 – коефіцієнти Коріоліса; λ – коефіцієнт втрат по довжині на тертя (коефіцієнт Дарсі) в трубопроводі діаметром d_2 .

Із рівняння витрати

$$Q = V_1 S_1 = V_2 S_2 = VS, \quad (12)$$

де $S_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}$, $S = \frac{\pi d_2^2}{4}$, $S_2 \gg S_1 > S$, впливає

$$V_1 = \frac{4Q}{\pi d_1^2}, \quad V = \frac{4Q}{\pi d_2^2}, \quad V_2 = V_1 \frac{S_1}{S_2} \approx 0.$$

Тоді, з урахуванням цього, з рівняння Д. Бернуллі маємо

$$p_1 = \rho g H + p_2 + \frac{8Q^2 \rho}{\pi^2 d_2^4} \left(\lambda \frac{l}{d_2} + \zeta - \alpha_1 \frac{d_2^4}{d_1^4} \right). \quad (13)$$

Число Рейнольдса для потоку води в трубопроводі діаметром d_1 :

$$Re_1 = \frac{4Q}{\pi d_1 v} = \frac{4 \cdot 5,5 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,1 \cdot 0,66 \cdot 10^{-6}} = 106000,$$

де v – кінематична в'язкість води.

При температурі $T = 40$ °С кінематична в'язкість води $\nu = 0,66 \cdot 10^{-6}$ м²/с (додаток А).

Знайдене число Рейнольдса вказує на турбулентний режим течії ($Re > Re_{кр} = 2320$, де $Re_{кр}$ – критичне число Рейнольдса). При турбулентному режимі течії коефіцієнт Коріоліса, що враховує нерівномірність розподілу швидкості по перерізу потоку $\alpha_1 = 1$.

Число Рейнольдса для потоку води в трубопроводі діаметром d_2 :

$$Re_2 = \frac{4Q}{\pi d_2 v} = \frac{4 \cdot 5,5 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,05 \cdot 0,66 \cdot 10^{-6}} = 212000,$$

що теж вказує на турбулентний режим течії. Тоді коефіцієнт втрат по довжині на тертя (коефіцієнт Дарсі) в трубопроводі діаметром d_2 за формулою А.Д. Альтшуля

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{Re_2} + \frac{\Delta_E}{d_2} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{68}{212000} + \frac{0,01 \cdot 10^{-3}}{50 \cdot 10^{-3}} \right)^{0,25} = 0,0166.$$

При температурі $T=40^{\circ}\text{C}$ густина води $\rho = 992 \text{ кг/м}^3$ (додаток А).

Підставляючи числові значення в (13), одержимо

$$p_1 = 992 \cdot 9,81 \cdot 2,5 + 0,2 \cdot 10^6 + \frac{8 \cdot (5,5 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 992}{3,14^2 \cdot 0,05^4} \left(0,0166 \cdot \frac{18}{0,05} + 3,5 - 1 \cdot \frac{0,05^4}{0,1^4} \right) = 36,6 \text{ кПа.}$$

Задача 4. У теплообміннику (рисунок 3) охолодна вода проходить по двох послідовно з'єднаних секціях (ходах), кожна з яких складається з $n=240$ паралельно з'єднаних латунних трубок довжиною $l=5 \text{ м}$ і діаметром $d=12 \text{ мм}$. Діаметри вхідного й вихідного патрубків теплообмінника $D=150 \text{ мм}$; витрата води, що проходить через теплообмінник $Q=0,054 \text{ м}^3/\text{с}$; кінематична в'язкість $\nu = 0,009 \text{ см}^2/\text{с}$; коефіцієнти місцевих опорів: на вході в трубку й у теплообмінник $\zeta_{\text{вх}}=0,5$, на виході з трубки і з теплообмінника $\zeta_{\text{вих}}=1$. Еквівалентна шорсткість поверхні трубки $\Delta_E = 0,006 \text{ мм}$.

Потрібно визначити втрату напору по довжині й у місцевих опорах при русі води по латунних трубках, а також місцеву втрату напору при вході води в теплообмінник і виході з нього.

Розв'язання. Витрата води в окремій трубці

$$Q_1 = \frac{Q}{n} = \frac{0,054}{240} = 2,25 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с.}$$

Число Рейнольдса для потоку води в трубці

$$\text{Re} = \frac{4Q_1}{\pi d \nu} = \frac{4 \cdot 2,25 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot 0,012 \cdot 0,009 \cdot 10^{-4}} = 26500.$$

Знайдене число Рейнольдса вказує на турбулентний режим течії ($\text{Re} > \text{Re}_{\text{кр}} = 2320$, де $\text{Re}_{\text{кр}}$ – критичне число Рейнольдса).

При турбулентному режимі коефіцієнт втрат по довжині потоку на тертя за формулою А.Д. Альтшуля

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{\text{Re}} + \frac{\Delta_E}{d} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{68}{26500} + \frac{0,006 \cdot 10^{-3}}{12 \cdot 10^{-3}} \right)^{0,25} = 0,0259.$$

Втрата напору по довжині й у місцевих опорах при русі води по латунних трубках

$$h = \frac{8Q_1^2}{\pi^2 g d^4} \left(\zeta_{\text{вв}} + \zeta_{\text{вд}} + \lambda \frac{l}{d} \right). \quad (14)$$

Числове значення

$$h = \frac{8 \cdot (2,25 \cdot 10^{-4})^2}{3,14^2 \cdot 9,81 \cdot 0,012^4} \left(0,5 + 1 + 0,0259 \frac{5}{0,012} \right) = 2,48 \text{ м.}$$

Місцеву втрату напору при вході води в теплообмінник і виході з нього визначимо як суму втрат напору: втрат напору при вході води в теплообмінник, втрат напору при виході з теплообмінника, втрат напору на двох послідовно з'єднаних секціях, кожна з яких є паралельним з'єднанням латунних трубок.

При паралельному з'єднанні трубок у секції втрата напору на з'єднанні (секції) дорівнює втраті напору на окремій трубці. При послідовному з'єднанні двох однакових секцій втрата напору на такому з'єднанні дорівнює сумі втрат напору на кожній секції, тобто подвоюється. Виходячи з цього місцева втрата напору при вході води в теплообмінник і виході з нього

$$\Sigma h = \frac{8Q^2}{\pi^2 g D^4} (\zeta_{\text{вв}} + \zeta_{\text{вд}}) + 2h. \quad (15)$$

Числове значення

$$\Sigma h = \frac{8 \cdot 0,054^2}{3,14^2 \cdot 9,81 \cdot 0,015^4} (0,5 + 1) + 2 \cdot 2,48 = 5,67 \text{ м.}$$

Задача 5. Поршень діаметром $D = 60$ мм має $n = 8$ отворів діаметром $d_0 = 4$ мм кожне (рисунок 4). Отвори розглядати як зовнішні циліндричні насадки з коефіцієнтом витрати $\mu = 0,82$.

Густина рідини $\rho = 900$ кг/м³. Визначити швидкість V руху поршня, якщо до його штока прикладена сила $F = 12$ кН. Ваговим тиском знехтувати.

Розв'язання. Визначимо тиск під поршнем від дії сили:

$$p = \frac{4F}{\pi(D^2 - nd_0^2)}. \quad (16)$$

Витрата рідини через один отвір

$$Q_1 = \mu \frac{\pi d_0^2}{4} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (17)$$

де Δp – перепад тисків з різних сторін отвору.

Якщо знехтувати ваговим тиском, перепад тисків $\Delta p = p$.
Тоді

$$Q_1 = \mu \frac{\pi d_0^2}{4} \sqrt{\frac{8F}{\pi(D^2 - nd_0^2)\rho}}. \quad (18)$$

Сумарна витрата через n отворів

$$Q = nQ_1, \quad (19)$$

а швидкість руху поршня

$$V = \frac{4Q}{\pi D^2}. \quad (20)$$

З урахуванням (18) та (19) маємо

$$V = n\mu \frac{d_0^2}{D^2} \sqrt{\frac{8F}{\pi(D^2 - nd_0^2)\rho}}. \quad (21)$$

Числове значення

$$V = 8 \cdot 0,82 \frac{0,004^2}{0,06^2} \sqrt{\frac{8 \cdot 12 \cdot 10^3}{3,14 \cdot (0,06^2 - 8 \cdot 0,004^2) \cdot 900}} = 2,88 \text{ м/с.}$$

Задача 6. Проаналізувати режим роботи об'ємного гідропривода обертального руху. Тобто:

- 1) визначити робочий режим (координати робочої точки) насосної установки;
- 2) визначити витрату робочої рідини, яка надходить у гідромотор;
- 3) визначити частоту обертання вала гідромотора;
- 4) визначити витрату рідини, що проходить крізь перепускний клапан;
- 5) визначити втрату потужності через злив робочої рідини крізь перепускний клапан.

Принципова схема гідропривода зображена на рисунку 5.

Технічні дані гідропривода:

- 1) **насос**: робочий об'єм $V_0 = 112 \text{ см}^3$; частота обертання вала $n = 1500 \text{ об/хв}$; об'ємний коефіцієнт корисної дії $\eta_{0Н} = 0,96$ при номінальному тиску насоса $p_H = 20 \text{ МПа}$;
- 2) **перепускний клапан**: тиск настройки $p_{КЛ} = 21,6 \text{ МПа}$; ухил лінеаризованої характеристики клапана $\left(\frac{\Delta p}{\Delta Q}\right)_{КЛ} = 0,5 \text{ МПа} \cdot \text{с/л}$;
- 3) **гідромотор**: робочий об'єм $V_0 = 707 \text{ см}^3$; об'ємний коефіцієнт корисної дії $\eta_{0Г} = 0,94$; механічний коефіцієнт корисної дії $\eta_{МГ} = 0,9$; момент опору обертанню вала $M = 1200 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
- 4) **напірна гідролінія**: діаметр трубопроводу $d_H = 26 \text{ мм}$; загальна довжина $l_H = 12 \text{ м}$; еквівалентна шорсткість $\Delta_E = 0,02 \text{ мм}$; сумарний коефіцієнт місцевих опорів $\Sigma \zeta = 25$;
- 5) **зливна гідролінія**: діаметр трубопроводу $d_3 = 42 \text{ мм}$; загальна довжина $l_3 = 12 \text{ м}$; еквівалентна шорсткість $\Delta_E = 0,02 \text{ мм}$; сумарний коефіцієнт місцевих опорів $\Sigma \zeta = 20$;
- 6) **дросель**: площа прохідного отвору $S_{ДР} = 36 \text{ мм}^2$; коефіцієнт витрати $\mu = 0,72$;
- 7) **робоча рідина**: густина $\rho = 920 \text{ кг/м}^3$; кінематична в'язкість $\nu = 14 \text{ сСт}$.

Розв'язання

1 Побудова характеристики насосної установки з обмежником тиску

1.1 Визначаємо ідеальну подачу насоса

$$Q_T = V_0 n, \quad (22)$$

де V_0 – робочий об’єм насоса; n – частота обертання вала насоса.
Підставляючи числові значення у формулу (22), одержимо

$$Q_T = 112 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{1500}{60} = 0,0028 \text{ м}^3/\text{с} = 2,8 \text{ л/с}.$$

1.2 Визначаємо подачу насоса при номінальному тиску

$$Q_H = Q_T \eta_{0H}, \quad (23)$$

де η_{0H} – об’ємний ККД насоса при номінальному тиску $p_H = 20 \text{ МПа}$.

Підставляючи числові значення у формулу (23), одержимо

$$Q_H = 0,0028 \cdot 0,96 = 0,00269 \text{ м}^3/\text{с} = 2,69 \text{ л/с}.$$

1.3 Визначаємо подачу насоса при тиску настройки перепускного клапана

$$Q_H^{KL} = Q_H - \left(\frac{p_{KL}}{p_H} - 1 \right) (Q_T - Q_H). \quad (24)$$

Підставляючи числові значення у формулу (24), одержимо

$$Q_H^{KL} = 2,69 \cdot 10^{-3} - \left(\frac{21,6 \cdot 10^6}{20,0 \cdot 10^6} - 1 \right) (2,8 \cdot 10^{-3} - 2,69 \cdot 10^{-3}) = 2,57 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} = 2,57 \text{ л/с}.$$

1.4 Визначаємо максимальний тиск у гідросистемі

$$p_{\max} = p_{KL} + \left(\frac{\Delta p}{\Delta Q} \right)_{KL} Q_H^{KL}. \quad (25)$$

Підставляючи числові значення у формулу (25), одержимо

$$p_{\max} = 21,6 \cdot 10^6 + 0,5 \cdot 10^9 \cdot 2,57 \cdot 10^{-3} = 22,9 \cdot 10^6 \text{ Па} = 22,9 \text{ МПа}.$$

1.5 Знайдені значення подач насоса і тиску використовуємо для побудови лінеаризованої характеристики насоса $p_{\text{НАС}} = f(Q)$ з

обмежником тиску – перепускним клапаном (рисунок 9).
Координати точок характеристики насоса:

$$\begin{aligned} \text{точка 1: } Q &= Q_T = 2,8 \text{ л/с; } p = 0; \\ \text{точка 2: } Q &= Q_H^{KL} = 2,57 \text{ л/с; } p = p_{KL} = 21,6 \text{ МПа; } \\ \text{точка 3: } Q &= 0; \quad p = p_{\max} = 22,9 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

2 Побудова гідравлічної характеристики гідропривода

2.1 Для заданої схеми гідропривода потрібний тиск (потрібний напір) у початковому перерізі напірної гідролінії можна виразити як

$$p_{\text{ПОТР}} = \Delta p_{\text{НАП}} + \Delta p_{\text{ЗЛ}} + \Delta p_{\text{ДР}} + \Delta p_{\text{ГД}}, \quad (26)$$

де $\Delta p_{\text{НАП}}$ – втрати тиску (напору) у напірній гідролінії; $\Delta p_{\text{ЗЛ}}$ – втрати тиску (напору) у зливній гідролінії; $\Delta p_{\text{ДР}}$ – втрати тиску (напору) в дроселі; $\Delta p_{\text{ГД}}$ – втрати тиску (напору) у гідродвигуні (гідромоторі).

2.2 Втрати тиску в напірній гідролінії

$$\Delta p_{i \text{ АІ}} = \left(\lambda_i \frac{l_i}{d_i} + \sum \zeta_i \right) \frac{8 \cdot Q_{i \text{ АІ}}^2 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d_i^4}, \quad (27)$$

де λ_H – коефіцієнт втрат по довжині на тертя в напірній гідролінії; $Q_{\text{НАП}}$ – витрата робочої рідини в напірній гідролінії; $\sum \zeta_i$ – сумарний коефіцієнт місцевих опорів у напірній гідролінії.

Коефіцієнт втрат по довжині на тертя в напірній гідро лінії

$$\lambda_H = \begin{cases} \frac{64}{\text{Re}_H}, & \text{Re}_H < \text{Re}_{\text{КР}} = 2320 \\ 0,11 \left(\frac{68}{\text{Re}_H} + \frac{\Delta E}{d_H} \right)^{0,25}, & \text{Re}_H \geq \text{Re}_{\text{КР}} \end{cases}, \quad (28)$$

де Re_H – число Рейнольдса в напірній гідролінії, $\text{Re}_H = \frac{4Q_{\text{НАП}}}{\pi d_H v}$; $\text{Re}_{\text{КР}}$ – критичне число Рейнольдса.

2.3 Втрати тиску в зливній гідро лінії

$$\Delta p_{\zeta} = \left(\lambda_{\zeta} \frac{l_{\zeta}}{d_{\zeta}} + \sum \zeta_{\zeta} \right) \frac{8 \cdot Q_{\zeta}^2 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d_{\zeta}^4}, \quad (29)$$

де λ_{ζ} – коефіцієнт втрат по довжині на тертя в зливній гідролінії;
 Q_{ζ} – витрата робочої рідини в зливній гідролінії; $\sum \zeta_{\zeta}$ – сумарний коефіцієнт місцевих опорів у зливній гідролінії.

Коефіцієнт втрат по довжині на тертя в зливній гідролінії

$$\lambda_{\zeta} = \begin{cases} \frac{64}{Re_{\zeta}}, & Re_{\zeta} < Re_{кр} = 2320 \\ 0,11 \left(\frac{68}{Re_{\zeta}} + \frac{\Delta \varepsilon}{d_{\zeta}} \right)^{0,25}, & Re_{\zeta} \geq Re_{кр} \end{cases}, \quad (30)$$

де Re_{ζ} – число Рейнольдса в зливній гідролінії, $Re_{\zeta} = \frac{4Q_{\zeta}}{\pi d_{\zeta} v}$.

2.4 Втрати тиску в дроселі (для квадратичного дроселя)

$$\Delta p_{др} = \frac{Q_{др}^2 \rho}{2\mu^2 S_{др}^2}, \quad (31)$$

де $Q_{др}$ – витрата рідини через дросель.

2.5 Втрати тиску в гідромоторі

$$\Delta p_{ГД} = \frac{2\pi M}{V_0 \eta_{ГМ}}, \quad (32)$$

де V_0 – робочий об'єм гідромотора.

2.6 Задаючись рядом значень витрати у напірній гідролінії $Q_{НАП}$ й зважаючи на те, що для заданої схеми гідропривода $Q_{НАП} = Q_{др} = Q_{\zeta}$, визначаємо відповідні до цих витрат потрібні тиски в початковому перерізі напірної гідролінії $p_{ПОТР}$ за формулами (26) – (32). Результати розрахунків зводимо в таблицю 1.

При цьому, як показали розрахунки, при найбільшій теоретично можливій витраті $Q_{НАП} = Q_T = 2,8$ л/с:

$$\frac{\Delta p_{i \Delta I} + \Delta p_{\tilde{N}E}}{p_{i \Delta O}} \cdot 100\% = \frac{0,51 + 0,057}{17,7} = 3,20\% < 5\%.$$

Тому втратами тиску в напірній і зливній гідролініях при менших витратах знехтуємо (вважаємо їх рівними нулю).

За даними таблиці 1 будуюмо криву потрібного тиску – $p_{ПОТР}=f(Q)$ (рисунок 9).

3 Аналіз режиму роботи гідропривода

3.1 Точка А (див. рисунок 9) перетинання кривої потрібного напору з характеристикою насоса є робочою точкою. У цій точці $p_{НАС} = p_{ПОТР}$. Координати робочої точки (визначаються графічно): $p_A=16,5$ МПа; $Q_A=2,62$ л/с.

3.2 Для заданої схеми гідропривода витрата робочої рідини, що надходить у гідромотор, $Q_{ГД} = Q_{НАП} = Q_A = 2,62$ л/с.

3.3 Частота обертання вала гідромотора

$$n = \frac{Q_{ГД} \eta_{0Г}}{V_0}, \quad (33)$$

де V_0 – робочий об'єм гідромотора.

Підставляючи числові значення величин у формулу (33), одержимо

$$n = \frac{2,62 \cdot 10^{-3} \cdot 0,94}{707 \cdot 10^{-6}} = 2,66 \text{ с}^{-1}.$$

Таблиця 1

$Q_{НАП}$, л/с	Re_H	λ_H	Re_3	λ_3	$\Delta p_{НАП}$, МПа	$\Delta p_{3Л}$, МПа	$\Delta p_{ДР}$, МПа	$\Delta p_{ГД}$, МПа	$p_{ПОТР}$, МПа
2,8	9790	0,0326	6060	0,0362	0,51	0,057	5,37	11,8	17,7
2,6	-	-	-	-	0	0	4,63	11,8	16,4
2,4	-	-	-	-	0	0	3,94	11,8	15,7
2,2	-	-	-	-	0	0	3,31	11,8	15,1
2,0	-	-	-	-	0	0	2,74	11,8	14,5
1,8	-	-	-	-	0	0	2,22	11,8	14,0
1,6	-	-	-	-	0	0	1,75	11,8	13,6
1,4	-	-	-	-	0	0	1,34	11,8	13,1
1,2	-	-	-	-	0	0	0,99	11,8	12,8
1,0	-	-	-	-	0	0	0,68	11,8	12,5
0,8	-	-	-	-	0	0	0,44	11,8	12,2
0,6	-	-	-	-	0	0	0,25	11,8	12,1

0,4	-	-	-	-	0	0	0,11	11,8	11,9
0,2	-	-	-	-	0	0	0,03	11,8	11,8
0	-	-	-	-	0	0	0	11,8	11,8

$p, \text{МПа}$

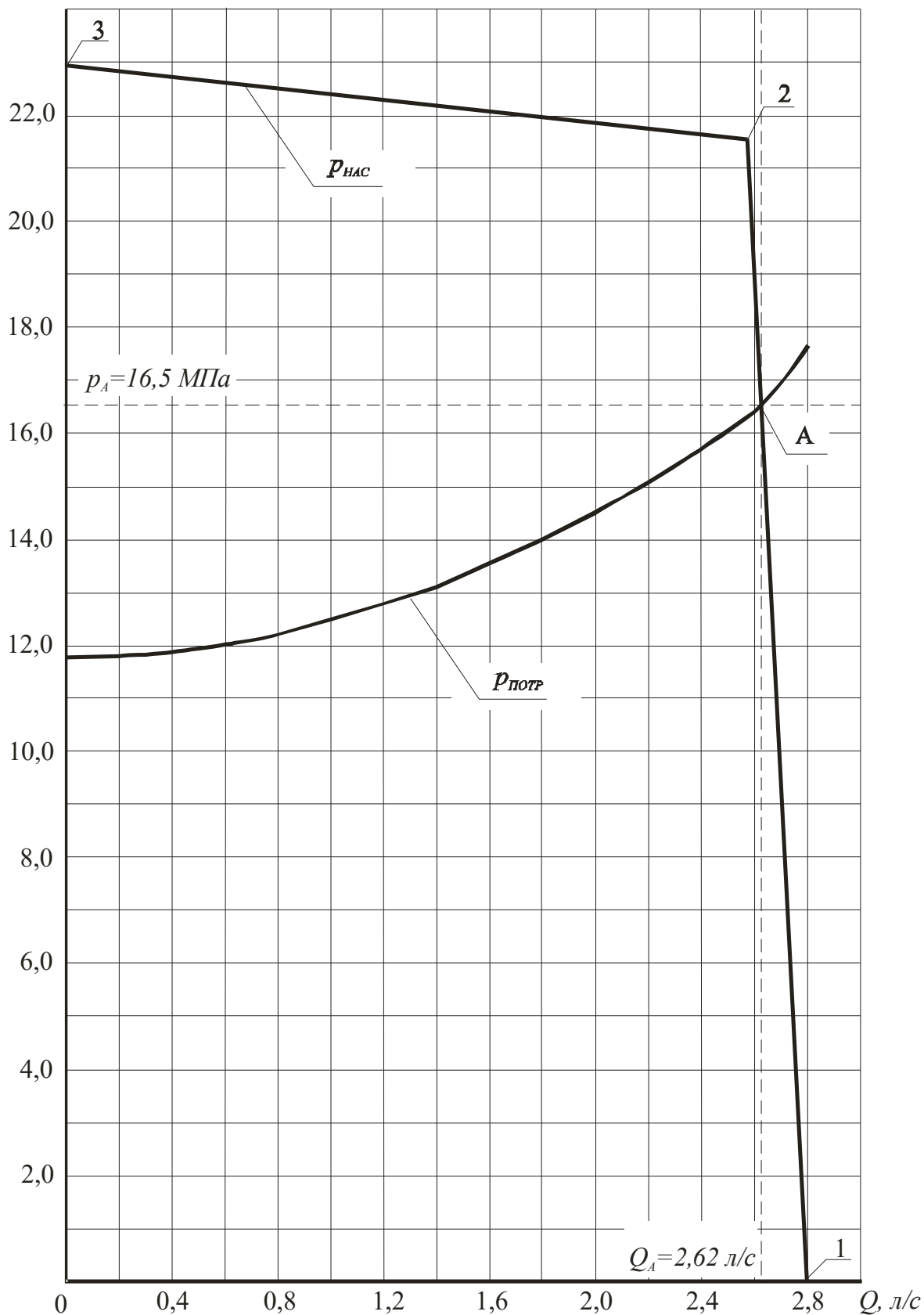


Рисунок 9

3.4 Оскільки крива потріюного напору перетинає характеристику насосної установки в робочій точці при $(p_A = 16,5 \text{ МПа}) < (p_{\text{кЛ}} = 21,6 \text{ МПа})$, у цьому режимі роботи гідропривода перепускний клапан закритий і при тиску перед ним, рівному p_A , витрата робочої рідини через клапан $Q_{\text{кЛ}}(p_A) = 0$.

3.5 Втрата потужності через злив робочої рідини крізь перепускний клапан для заданої схеми гідропривода

$$N_{\text{кЛ}} = p_A \cdot Q_{\text{кЛ}}(p_A). \quad (34)$$

При $Q_{\text{кЛ}}(p_A) = 0$ (клапан закритий) втрат потужності немає.

Задача 7. Проаналізувати режим роботи об'ємного гідропривода поступового руху. Тобто:

- 1) визначити робочий режим (координати робочої точки) насосної установки;
- 2) визначити витрату робочої рідини, яка надходить у гідроциліндр;
- 3) визначити швидкість руху штока гідроциліндра;
- 4) визначити витрату рідини, що проходить крізь перепускний клапан;
- 5) визначити втрату потужності через злив робочої рідини крізь перепускний клапан.

Принципова схема гідропривода зображена на рисунку 6.

Технічні дані гідропривода:

1) **насос:** робочий об'єм $V_0 = 125 \text{ см}^3$; частота обертання вала $n = 960 \text{ об/хв}$; об'ємний коефіцієнт корисної дії $\eta_{\text{ОН}} = 0,85$ при номінальному тиску на виході $p_H = 20 \text{ МПа}$;

2) **перепускний клапан:** тиск настройки $p_{\text{кЛ}} = 21,6 \text{ МПа}$; ухил лінеаризованої характеристики клапана $\left(\frac{\Delta p}{\Delta Q}\right)_{\text{кЛ}} = 0,5 \text{ МПа} \cdot \text{с/л}$;

3) **гідроциліндр:** діаметр циліндра $d_{\text{Ц}} = 160 \text{ мм}$; діаметр штока $d_{\text{Ш}} = 100 \text{ мм}$; об'ємний коефіцієнт корисної дії $\eta_{\text{ОГ}} = 0,99$; механічний коефіцієнт корисної дії $\eta_{\text{МГ}} = 0,9$; зусилля опору пересуванню штока $F = 300 \text{ кН}$;

4) **напірна гідролінія**: діаметр трубопроводу $d_H = 20$ мм; загальна довжина $l_H = 15$ м; еквівалентна шорсткість $\Delta_E = 0,03$ мм; сумарний коефіцієнт місцевих опорів $\Sigma\zeta = 20$;

5) **зливна гідролінія**: діаметр трубопроводу $d_3 = 30$ мм; загальна довжина $l_3 = 15$ м; еквівалентна шорсткість $\Delta_E = 0,03$ мм; сумарний коефіцієнт місцевих опорів $\Sigma\zeta = 16$;

6) **дросель**: площа прохідного отвору $S_{др} = 14$ мм²; коефіцієнт витрати $\mu = 0,7$;

7) **робоча рідина**: густина $\rho = 920$ кг/м³; кінематична в'язкість $\nu = 18$ сСт.

Розв'язання

1 Побудова характеристики насосної установки з обмежником тиску

1.1 Визначаємо ідеальну подачу насоса

$$Q_T = V_0 n, \quad (35)$$

де V_0 – робочий об'єм насоса; n – частота обертання вала насоса. Підставляючи числові значення у формулу (35), одержимо

$$Q_T = 125 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{960}{60} = 0,0020 \text{ м}^3 / \text{с} = 2,0 \text{ л} / \text{с}.$$

1.2 Визначаємо подачу насоса при номінальному тиску

$$Q_H = Q_T \eta_{0H}, \quad (36)$$

де η_{0H} – об'ємний ККД насоса при номінальному тиску $p_H = 20$ МПа.

Підставляючи числові значення у формулу (36), одержимо

$$Q_H = 0,002 \cdot 0,85 = 0,00170 \text{ м}^3 / \text{с} = 1,70 \text{ л} / \text{с}.$$

1.3 Визначаємо подачу насоса при тиску настройки перепускного клапана

$$Q_H^{KL} = Q_H - \left(\frac{p_{KL}}{p_H} - 1 \right) (Q_T - Q_H). \quad (37)$$

Підставляючи числові значення у формулу (37), одержимо

$$Q_H^{KL} = 1,70 \cdot 10^{-3} - \left(\frac{21,6 \cdot 10^6}{20,0 \cdot 10^6} - 1 \right) (2,0 \cdot 10^{-3} - 1,7 \cdot 10^{-3}) =$$

$$= 1,68 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} = 1,68 \text{ л/с}$$

1.4 Визначаємо максимальний тиск у гідросистемі

$$P_{\max} = P_{KL} + \left(\frac{\Delta p}{\Delta Q} \right)_{KL} Q_H^{KL}. \quad (38)$$

Підставляючи числові значення у формулу (38), одержимо

$$p_{\max} = 21,6 \cdot 10^6 + 0,5 \cdot 10^9 \cdot 1,68 \cdot 10^{-3} = 22,4 \cdot 10^6 \text{ Па} = 22,4 \text{ МПа}.$$

1.5 Знайдені значення подач насоса і тиску використовуємо для побудови лінеаризованої характеристики насоса $p_{\text{НАС}} = f(Q)$ з обмежником тиску – перепускним клапаном (рисунок 10). Координати точок характеристики насоса:

точка 1: $Q = Q_T = 2,0 \text{ л/с}; p = 0;$

точка 2: $Q = Q_H^{KL} = 1,68 \text{ л/с}; p = p_{KL} = 21,6 \text{ МПа};$

точка 3: $Q = 0; p = p_{\max} = 22,4 \text{ МПа}.$

2 Побудова гідравлічної характеристики гідропривода

2.1 Для заданої схеми гідропривода потрібний тиск (потрібний напір) у початковому перерізі напірної гідролінії можна виразити як

$$P_{\text{ПОТР}} = \Delta p_{\text{НАП}} + \Delta p_{\text{ЗЛ}} + \Delta p_{\text{ДР}} + \Delta p_{\text{ГД}}, \quad (39)$$

де $\Delta p_{\text{НАП}}$ – втрати тиску (напору) у напірній гідролінії; $\Delta p_{\text{ЗЛ}}$ – втрати тиску (напору) у зливній гідролінії; $\Delta p_{\text{ДР}}$ – втрати тиску (напору) в дроселі; $\Delta p_{\text{ГД}}$ – втрати тиску (напору) у гідродвигуні (гідроциліндрі).

2.2 Втрати тиску в напірній гідролінії

$$\Delta p_{i \text{ АІ}} = \left(\lambda_i \frac{l_i}{d_i} + \sum \zeta_i \right) \frac{8 \cdot Q_{i \text{ АІ}}^2 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d_i^4}, \quad (40)$$

де λ_H – коефіцієнт втрат по довжині на тертя в напірній гідролінії; $Q_{\text{НАП}}$ – витрата робочої рідини в напірній гідролінії; $\sum \zeta_i$ – сумарний коефіцієнт місцевих опорів в напірній гідролінії.

Коефіцієнт втрат по довжині на тертя в напірній гідро лінії

$$\lambda_H = \begin{cases} \frac{64}{\text{Re}_H}, & \text{Re}_H < \text{Re}_{\text{КР}} = 2320 \\ 0,11 \left(\frac{68}{\text{Re}_H} + \frac{\Delta E}{d_H} \right)^{0,25}, & \text{Re}_H \geq \text{Re}_{\text{КР}} \end{cases}, \quad (41)$$

де Re_H – число Рейнольдса в напірній гідролінії, $\text{Re}_H = \frac{4Q_{\text{НАП}}}{\pi d_H v}$; $\text{Re}_{\text{КР}}$ – критичне число Рейнольдса.

2.3 Втрати тиску в зливній гідролінії

$$\Delta p_{\text{ЗЛ}} = \left(\lambda_z \frac{l_z}{d_z} + \sum \zeta_z \right) \frac{8 \cdot Q_{\text{ЗЛ}}^2 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d_z^4}, \quad (42)$$

де λ_z – коефіцієнт втрат по довжині на тертя в зливній гідролінії; $Q_{\text{ЗЛ}}$ – витрата робочої рідини у зливній гідролінії; $\sum \zeta_z$ – сумарний коефіцієнт місцевих опорів в зливній гідролінії.

Коефіцієнт втрат по довжині на тертя в зливній гідро лінії

$$\lambda_z = \begin{cases} \frac{64}{\text{Re}_z}, & \text{Re}_z < \text{Re}_{\text{КР}} = 2320 \\ 0,11 \left(\frac{68}{\text{Re}_z} + \frac{\Delta E}{d_z} \right)^{0,25}, & \text{Re}_z \geq \text{Re}_{\text{КР}} \end{cases}, \quad (43)$$

де Re_z – число Рейнольдса в зливній гідролінії, $\text{Re}_z = \frac{4Q_{\text{ЗЛ}}}{\pi d_z v}$.

2.4 Втрати тиску в дроселі (для квадратичного дроселя)

$$\Delta p_{\text{ДР}} = \frac{Q_{\text{ДР}}^2 \rho}{2\mu^2 S_{\text{ДР}}^2}, \quad (44)$$

де $Q_{\text{ДР}}$ – витрата рідини через дросель.

2.5 Втрати тиску в гідроциліндрі для заданої схеми гідропривода (гідроциліндр із однобічним штоком і зливом

робочої рідини зі штокової порожнини в бак під атмосферним тиском)

$$\Delta p_{\text{ш}} = \frac{4F}{\pi d_{\text{ш}}^2 \eta_{\text{ш}}} - \Delta p_{\text{св}} \frac{d_{\text{ш}}^2}{d_{\text{ш}}^2}. \quad (45)$$

2.6 Задаючись рядом значень витрати $Q_{\text{НАП}}$ у напірній гідролінії й зважаючи на те, що для заданої схеми гідропривода $Q_{\text{НАП}} = Q_{\text{ДР}}$, а витрата в зливній гідролінії

$$Q_{\text{ЗЛ}} = Q_{\text{НАП}} \cdot \eta_{\text{ог}} \left(1 - \frac{d_{\text{ш}}^2}{d_{\text{ц}}^2} \right), \quad (46)$$

визначаємо відповідні до цих витрат потрібні тиски в початковому перерезі напірної гідролінії $p_{\text{ПОТР}}$ за формулами (39) – (46). Результати розрахунків зводимо в таблицю 2.

При цьому, як показали розрахунки, при найбільшій теоретично можливій витраті $Q_{\text{НАП}} = Q_{\text{Т}} = 2,0$ л/с:

$$\frac{\Delta p_{\text{ш}} + \Delta p_{\text{св}}}{p_{\text{ш}}} \cdot 100\% = \frac{0,89 + 0,041}{29,7} \cdot 100\% = 3,13\% < 5\%.$$

Тому втратами тиску в напірній і зливній гідролініях при менших витратах знехтуємо (вважаємо їх рівними нулю).

За даними таблиці 2 будуюмо криву потрібного тиску – $p_{\text{ПОТР}} = f(Q)$ (рисунок 10).

$p, \text{МПа}$

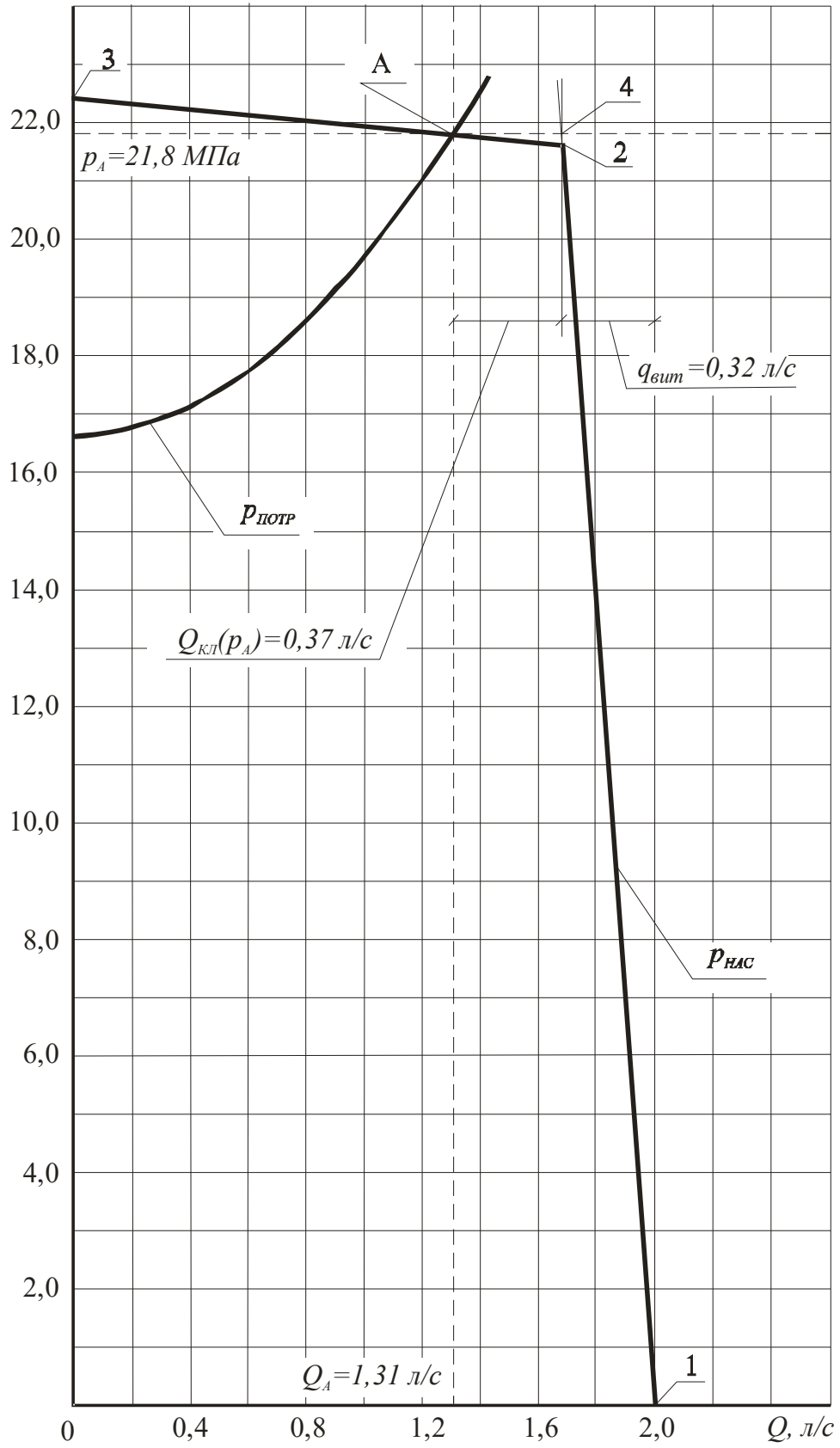


Рисунок 10

Таблиця 2

$Q_{НАП}$, л/с	$Q_{ЗЛ}$, л/с	Re_H	λ_H	Re_3	λ_3	$\Delta p_{НАП}$, МПа	$\Delta p_{ЗЛ}$, МПа	$\Delta p_{ДР}$, МПа	$\Delta p_{ГД}$, МПа	$P_{ПОТР}$, МПа
2,0	1,21	7070	0,0357	2850	0,0437	0,89	0,041	12,2	16,6	29,7
1,8	1,09	-	-	-	-	0	0	9,88	16,6	26,5
1,6	0,97	-	-	-	-	0	0	7,81	16,6	24,4
1,4	0,84	-	-	-	-	0	0	5,98	16,6	22,6
1,2	0,72	-	-	-	-	0	0	4,39	16,6	21,0
1,0	0,60	-	-	-	-	0	0	3,05	16,6	19,7
0,8	0,48	-	-	-	-	0	0	1,95	16,6	18,6
0,6	0,36	-	-	-	-	0	0	1,10	16,6	17,7
0,4	0,24	-	-	-	-	0	0	0,49	16,6	17,1
0,2	0,12	-	-	-	-	0	0	0,12	16,6	16,7
0	0	-	-	-	-	0	0	0	16,6	16,6

3 Аналіз режиму роботи гідропривода

3.1 Точка А (див. рисунок 10) перетинання кривої потрібного напору з характеристикою насоса є робочою точкою. У цій точці $p_{НАС} = p_{ПОТР}$.

Координати робочої точки (визначаються графічно) $p_A = 21,8$ МПа; $Q_A = 1,31$ л/с.

3.2 Для заданої схеми гідропривода витрата робочої рідини, що надходить у гідроциліндр, $Q_{ГД} = Q_{НАП} = Q_A = 1,31$ л/с.

3.3 Швидкість руху штока гідроциліндра

$$V_{Ш} = \frac{4Q_{ГД}\eta_{0Г}}{\pi d_{Ц}^2} \quad (47)$$

Підставляючи числові значення величин у формулу (47), одержимо

$$V_{Ш} = \frac{4 \cdot 1,31 \cdot 10^{-3} \cdot 0,99}{3,14 \cdot 0,16^2} = 0,065 \text{ м/с}.$$

3.4 Оскільки крива потрібного напору перетинає характеристику насосної установки в робочій точці при ($p_A = 21,8$ МПа) > ($p_{КЛ} = 21,6$ МПа), у цьому режимі роботи

гідропривода перепускний клапан відкритий і при тиску перед ним, рівному p_A , витрата робочої рідини через клапан $Q_{кЛ}(p_A) = 0,37$ л/с. Ця витрата визначається графічно як відстань між точками А і 4 (див. рисунок 10) з умови

$$Q_A + Q_{кЛ}(p_A) + q_{вит} = Q_T,$$

де $q_{вит}$ – витрата витоку робочої рідини в насосі при тиску p_A .

3.5 Втрати потужності через злив робочої рідини крізь перепускний клапан для заданої схеми гідропривода

$$N_{кЛ} = p_A \cdot Q_{кЛ}(p_A). \quad (48)$$

Підставляючи числові значення у формулу (48), одержимо

$$N_{кЛ} = 21,8 \cdot 10^6 \cdot 0,37 \cdot 10^{-3} = 8,07 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 8,07 \text{ кВт}.$$

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

Основна

- 1 Башта Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. – М.: Машиностроение, 1982.
- 2 Вильнер Я.М., Ковалев Я.Т., Некрасов Б.Б. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. – Мн.: Вышэйш. шк., 1985.
- 3 Башта Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – М.: Машиностроение, 1972.
- 4 Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. – М.: Машиностроение, 1974.
- 5 Методические указания для студентов специальностей Т, В, СМ «Гидравлика, гидравлические машины и гидроприводы». – Харьков: ХИИТ, 1992. – Ч. 1.
- 6 Методические указания для студентов специальностей Т, В, СМ «Гидравлика, гидравлические машины и гидроприводы». – Харьков: ХИИТ, 1991. – Ч. 2.
- 7 Руководство к лабораторным работам по гидравлике. – Харьков: ХИИТ, 1992. – Ч. 1.
- 8 Руководство к лабораторным работам по гидравлике. – Харьков: ХИИТ, 1992. – Ч. 2.

Додаткова

- 9 Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика: Справ. пособие. – М.: Машиностроение, 1971.
- 10 Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Под ред. М. О. Штейнберга. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992.
- 11 Абрамов Е.И., Колисниченко К.А., Маслов В.Т. Элементы гидропривода. – К.: Техніка, 1977.
- 12 Богданович Л.Б. Гидравлические приводы. – К.: Вища шк., 1980.
- 13 Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов. – М.: Машиностроение, 1991.

14 Брацлавский Х.Л. Гидродинамические передачи строительных и дорожных машин. – М.: Машиностроение, 1976.

15 Электронный ресурс: Книги по гидравлике. Режим доступа: http://www.physics-for-students.ru/book_ph_gidravlika.html.

16 Электронный ресурс: Электронные пособия ebook: Гидравлика, гидропривод. Режим доступа: http://www.mymanual.ru/ebooks/tehnicheskaja_literatya_gidravlika_gidroprivod.html.

ДОДАТОК А

Таблиця А.1 – Кінематична в'язкість води

$T, ^\circ\text{C}$	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
$\nu \cdot 10^6, \text{ м}^2/\text{с}$	1,78	1,31	1,01	0,90	0,66	0,58	0,48	0,40	0,36	0,30

Таблиця А.2 – Густина води

$T, ^\circ\text{C}$	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60
$\rho, \text{ кг}/\text{ м}^3$	1000	999,6	998,9	998,2	996,9	995,6	993,9	992,2	990	988	985	983

Таблиця А.3 – Коефіцієнти деяких місцевих опорів

Вхід в трубу з резервуара під прямим кутом	0,5
Вихід з труби у резервуар під прямим кутом	1
Поворот труби під кутом 90° (плавний)	0,1–0,4
Вентиль із прямоструминним рухом рідини	0,5–1