

ГІДРОПНЕВМОАВТОМАТИКА

Методичні вказівки до виконання лабораторних занять
для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти
галузі знань 13 Механічна інженерія
ОП «Металообробне обладнання та роботизовані виробничі системи»
спеціальності 131 Прикладна механіка
денної та заочної форм навчання

УДК 621.22(07)

Г46

Рекомендовано до видання вченою радою факультету транспорту та механічної інженерії ЛНТУ, протокол № від «_____» _____2025 року.

Голова вченої ради факультету транспорту та механічної інженерії

І. МУРОВАНІЙ

Електронна копія друкованого видання передана для внесення в репозитарій ЛНТУ.

Директор бібліотеки _____Н. ПОЛІЩУК

Розглянуто і схвалено на засіданні кафедри прикладної механіки та мехатроніки ЛНТУ, протокол №____від «_____» _____2025року.

Завідувач кафедри прикладної механіки та мехатроніки _____Р. РЕДЬКО

Укладач: _____Н. ГУЛІЄВА, к.т.н., доцент кафедри прикладної механіки та мехатроніки ЛНТУ.

Рецензент: _____О. РЕШЕТИЛО, к.т.н., доцент кафедри автоматизації та комп'ютерно-інтегрованих технологій ЛНТУ.

Відповідальний за випуск: _____Р. РЕДЬКО, к.т.н., доцент, завідувач кафедри прикладної механіки та мехатроніки ЛНТУ.

Гідропневмоавтоматика Методичні вказівки до виконання лабораторних занять для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти, галузі знань 13 Механічна інженерія, ОП «Металообробне обладнання та роботизовані виробничі системи», спеціальності 131 Прикладна механіка, денної та заочної форм навчання / уклад. Н. ГУЛІЄВА – Луцьк: ЛНТУ, 2025. – 60 с.

Методичні вказівки складені відповідно до діючої програми курсу «Гідропневмоавтоматика». У процесі вивчення дисципліни передбачені лабораторні заняття для закріплення знань, отриманих при вивченні певних тем, що допомагають засвоїти теоретичний матеріал і виробити необхідні навички.

ЗМІСТ

ВСТУП	4
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 1. Визначення характеристик об'ємних втрат насоса та дослідження статичної характеристики насосної станції	5
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 2. Визначення характеристик гідромотора	15
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 3. Визначення статичної (навантажувальної) характеристики гідроприводу з дросельним регулюванням швидкості	23
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 4. Дослідження динамічної характеристики запобіжного клапана	31
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 5. Випробовування електрогідравлічних крокових приводів подачі фрезерного верстата з ЧПК на точність позиціювання	39
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 6. Пневматичні засоби автоматики	45
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	59

ВСТУП

У сучасних умовах технічного прогресу системи гідропневмоавтоматики набувають все більшого значення в різних галузях промисловості. Відповідно, фахівців з прикладної механіки необхідно забезпечити теоретичними знаннями та практичними навичками для розробки, експлуатації та обслуговування цих систем.

Лабораторні заняття з дисципліни «Гідропневмоавтоматика» спрямовані на глибше засвоєння основних принципів роботи, конструкції та експлуатації елементів та систем гідропневмоавтоматики. Вони допоможуть студентам: оволодіти базовими поняттями гідропневмоавтоматики; здобути навички роботи з лабораторним обладнанням; навчитися проводити аналіз та синтез гідро- та пневмосистем; поглибити розуміння взаємодії компонентів систем та їхньої роботи в комплексі.

Методичні вказівки до виконання лабораторних занять з дисципліни «Гідропневмоавтоматика» призначені для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти галузі знань 13 – Механічна інженерія за освітньою програмою «Металообробне обладнання та роботизовані виробничі системи», спеціальності 131 – Прикладна механіка для денної та заочної форм навчання.

Методичні вказівки включають вступ, опис лабораторних робіт, вимоги до їх виконання, порядок проведення експериментів, а також основні рекомендації щодо аналізу отриманих результатів.

Розроблені завдання мають на меті сприяти формуванню практичних умінь та компетентностей, необхідних для професійної діяльності майбутніх фахівців, а дотримання рекомендацій, викладених у цих методичних вказівках, дозволить студентам ефективно організувати свою роботу, успішно виконати завдання лабораторних занять та підготуватися до вирішення практичних задач у сфері гідропневмоавтоматики.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 1

ВИЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ОБ'ЄМНИХ ВТРАТ НАСОСА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ СТАТИЧНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСНОЇ СТАНЦІЇ

Мета. Вивчення принципу дії насосів гідросистем, засвоєння методики визначення їх об'ємного ККД й дослідження залежності об'ємних втрат насоса від тиску на виході насоса. Вивчення будови насосних станцій гідроприводів і визначення статичної характеристики типової насосної станції.

Теоретичні відомості

Принцип дії насосів гідросистем. Насос перетворює підведену до його вхідної ланки (вала) механічну енергію в гідравлічну енергію потоку рідини під тиском [1].

В сучасній техніці використовуються динамічні й об'ємні насоси. Робочим органом динамічного насоса, як правило, є обертове робоче колесо, оснащене лопатями. Енергія від робочого колеса передається рідині за рахунок динамічної взаємодії спеціальної конфігурації лопатей робочого колеса при обтіканні їх рідиною. Лопатеві насоси поділяються на два види: відцентрові та осьові. У відцентрових насосах рідина переміщається через робоче колесо від центра до периферії, а в осьових – через робоче колесо в напрямку його осі.

Динамічні насоси широко застосовуються в системах водо- і теплопостачання, переміщення гідросумішей твердих сипких матеріалів (в т.ч. вугілля, породи та відходів збагачення), технологічних установках хімічної і нафтопереробної промисловості, побутовій техніці та інших пристроях, де не потрібне створення високих (не більше 1 МПа) тисків.

В гідроприводах і системах гідроавтоматики найчастіше застосовуються об'ємні насоси.

Основний елемент конструкції об'ємного насоса — робоча камера. Робочий процес об'ємного насоса полягає в переміщенні рідини за рахунок

періодичної зміни об'єму робочої камери, що поперемінно сполучається з вхідною (всмоктувальною) і вихідною (нагнітальною) гідролініями насоса. Об'ємний насос, як правило, має кілька таких камер, що підвищує його продуктивність [2].

В залежності від конструкції деталей, що утворюють робочі камери, розрізняють пластинчасті, поршневі та шестеренні насоси. Розглянемо принцип дії об'ємного насоса на прикладі пластинчастого насоса, який широко застосовується у гідроприводах металорізальних верстатів завдяки конструктивній простоті, надійності і малій шумності роботи.

Схема пластинчастого насоса показана на рис. 1.1. Основними деталями насоса є ротор 1, пластини 2, статор 3, приводний вал 4. Пластини розташовані в спеціальних пазах ротора з можливістю вільного переміщення в радіальному напрямку.

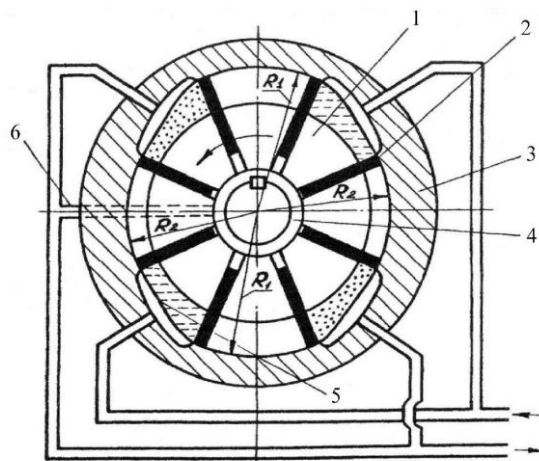


Рисунок 1.1 – Схема пластинчастого насоса

Під час запуску насоса відцентрова сила притискає пластини до внутрішньої поверхні 5 статора (напрямної) і далі пластини постійно контактують з нею. Сила притискання збільшується за рахунок тиску нагнітання, який підводиться під торці пластин каналом 6. Таким чином, робочі камери насоса обмежені відповідними поверхнями статора, ротора, пластин і бокових дисків (на рис. 1.1 не показані).

Напрямна являє собою замкнуту поверхню овальної форми, створену чотирма ділянками з постійними радіусами R_1 і R_2 і чотирма перехідними

ділянками, на яких робочі камери з'єднуються з порожнинами всмоктування (на рис. 1.1 заштриховані) і нагнітання (заштриховані крапками). При обертанні приводного вала і з'єданого з ним ротора за напрямком стрілки (див. рис. 1.1) об'єм робочих камер періодично змінюється (за рахунок того, що $R_1 > R_2$), і камери послідовно з'єднуються з порожнинами нагнітання і всмоктування, що забезпечує подачу рідини з бака в гідросистему.

Будова і принцип роботи об'ємних насосів інших типів розглянуті в [1-3, 5, 6].

До основних параметрів будь-якого типу насоса належать:

- головний параметр насоса – робочий об'єм q_H , який являє собою сумарну зміну об'ємів робочих камер за один оберт приводного вала, тобто робочий об'єм насоса чисельно дорівнює об'єму ідеальної (нестисливої) рідини, що нагнітається насосом за один оберт його приводного вала за відсутності об'ємних втрат;

- робочий тиск p_p , тобто тиск, який забезпечує насос протягом тривалої роботи;

- максимальний тиск p_{max} , при якому допускається короткочасна робота насоса;

- повний коефіцієнт корисної дії (ККД) насоса η_H

$$\eta_H = \eta_{OH} \cdot \eta_{GH} \cdot \eta_{MH},$$

де η_{OH} – об'ємний ККД, який характеризує втрати енергії на витоки рідини; η_{GH} – гідравлічний ККД, який характеризує втрати енергії на місцевих опорах, каналах і робочих вікнах насоса; η_{MH} – механічний ККД, який характеризує втрати енергії на механічне тертя між деталями в насосі;

- потужність на виході насоса

$$N_H = p_H \cdot Q_H;$$

- потужність на приводному валу насоса

$$N_{вх} = M_{кр} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_H.$$

Об'єм рідини, який насос повинен нагнітати за одиницю часу при відсутності всіх витоків, називається теоретичною подачею (витратою, продуктивністю).

Теоретична подача:

$$Q_T = q_H \cdot n_H, \quad (1.1)$$

де n_H – частота обертання приводного вала насоса.

Фактична подача насоса Q_F завжди менше теоретичної подачі Q_T через об'ємні втрати Q_B :

$$Q_F = Q_T - Q_B, \quad (1.2)$$

де $Q_B = Q_{\text{вит}} + Q_{\text{втр}}$; $Q_{\text{вит}}$ – витоки через зазори між деталями насоса; $Q_{\text{втр}}$ – втрати на всмоктування, зумовлені неповним заповненням робочих камер рідиною, стисненням рідини і присутністю в рідині бульбашок нерозчиненого повітря [3].

Вказані об'ємні втрати у насосі характеризуються його об'ємним ККД, який є відношенням фактичної подачі насоса до теоретичної:

$$\eta_{\text{он}} = \frac{Q_F}{Q_T} \quad (1.3)$$

або, з врахуванням (1.1),

$$\eta_{\text{он}} = \frac{Q_F}{q_H \cdot n_H} \quad (1.4)$$

Величина $\eta_{\text{он}}$, в залежності від типу і габаритів насоса, може знаходитись в межах 0,7-0,98.

Об'ємні втрати в насосі залежать від режимів його роботи (частоти обертання приводного вала, тиску на виході насоса).

Будова типової насосної станції. Насосна станція гідроприводу – це агрегат, в якому конструктивно об'єднані: насос, приводний електродвигун, гідроапаратура, що керує роботою гідроприводу (клапани, розподільники), і пристрої, що забезпечують необхідні параметри робочої рідини (фільтри, теплообмінники).

Розглянемо конструктивну схему насосної станції Г48-21 (рис. 1.2), що широко використовується у гідроприводах металорізальних верстатів. Основним елементом станції є нерегульований насос 2 і асинхронний електродвигун 4, що змонтований на кришці 3 бака 1 з робочою рідиною (мінеральним маслом).

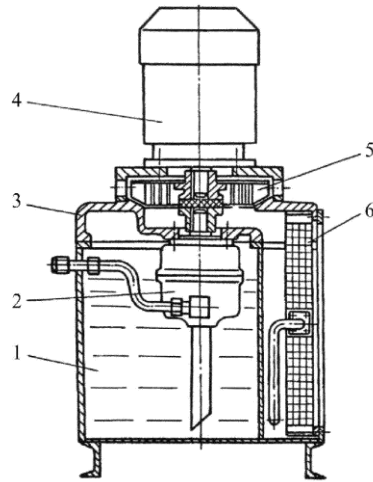


Рисунок 1.2 — Конструктивна схема насосної станції типу Г48-21

Для підтримки температури масла в необхідних межах (50 ± 10 °С) насосна станція має систему повітряного охолодження. Ця система містить вентилятор 5, встановлений на валу електродвигуна 4, і теплообмінник 6, встановлений на стінці бака 1.

Гідравлічна схема насосної станції Г48-21 показана на рис. 1.3. При зображенні гідросхеми слід керуватися умовними графічними позначеннями елементів, які наведено в додатку (Додаток А). Масло, що нагнітається насосом 6, потрапляє у гідросистему через фільтр грубого очищення 5. Масло, що зливається з гідросистеми, і масло, що пройшло через запобіжний клапан 4, потрапляють через підпірний клапан 2 до радіаторів повітряного теплообмінника 1. Частина масла зливається в бак через фільтр тонкого очищення 3.

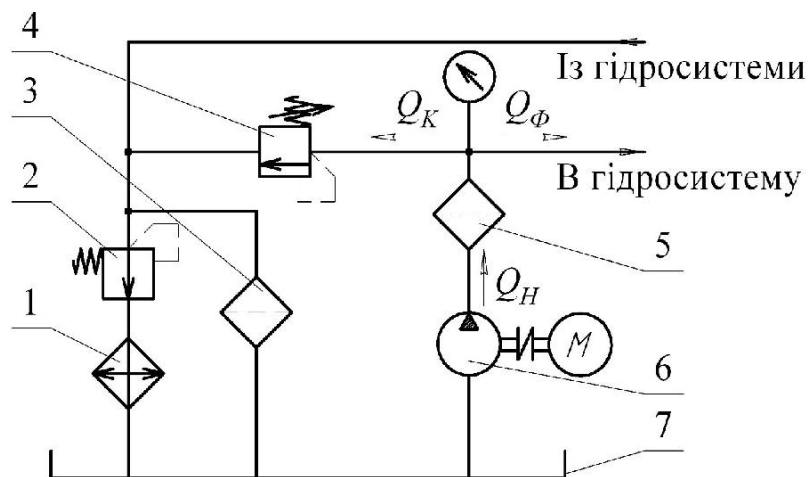


Рисунок 1.3 – Гідравлічна схема насосної станції типу Г48-21

Основними параметрами, що характеризують роботу насосної станції, є тиск на виході насоса p_H і подача рідини Q_Φ на вході в гідросистему. Для розуміння принципу роботи насосної станції і гідроприводу в цілому важливо встановити взаємозв'язок цих двох параметрів. Залежність, що являє собою функцію вигляду

$$Q_\Phi = f(p_H), \quad (1.5)$$

називається статичною характеристикою насосної станції.

Графік такої характеристики показаний на рис. 1.4.

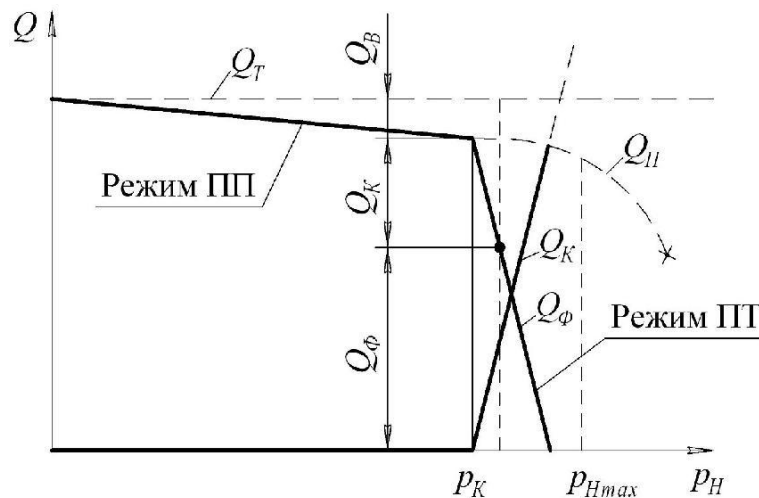


Рисунок 1.4 — Статична характеристика насосної станції

Вигляд залежності (1.5) визначається характеристиками двох основних агрегатів насосної станції:

насоса $Q_H = f(p_H) \quad (1.6)$

і запобіжного клапана $Q_K = f(p_H). \quad (1.7)$

Графік залежності (1.5) у діапазоні допустимих тисків на виході насоса ($0 < p_H \leq p_{H \max}$) близький до прямої лінії, яка має невеликий нахил відносно осі p_H , спричинений об'ємними втратами Q_B . Якщо $p_H > p_{H \max}$, об'ємні втрати помітно збільшуються і відчутно знижується ресурс роботи насоса, тому робота на таких тисках неприпустима.

(p_K — тиск відкриття запобіжного клапана) клапан закритий, в зв'язку з чим на цій ділянці $Q_K = 0$.

$$p_H \approx p_K = \text{const.}$$

Очевидно, що статична характеристика насосної станції є спільною характеристикою насоса і клапана, тобто

$$Q_{\Phi} = Q_H - Q_K = f(p_H).$$

Режим роботи насосної станції вибирається в залежності від призначення і конструкції гідроприводу.

Стенд для проведення досліджень

The diagram shows a thermodynamic cycle with the following components and processes:

- 1**: Heat source (bottom left).
- 2**: Heat sink (bottom right).
- 3**: A component (possibly a pump or compressor) connected to the heat sink.
- 4**: A component (possibly a turbine or generator) connected to the heat source.
- 5**: A component (possibly a pump or compressor) connected to the heat source.
- 6**: A component (possibly a turbine or generator) connected to the heat sink.
- 7**: A component (possibly a pump or compressor) connected to the heat sink.
- 8**: A component (possibly a turbine or generator) connected to the heat sink.
- 9**: A component (possibly a pump or compressor) connected to the heat source.
- 10**: A component (possibly a turbine or generator) connected to the heat sink.

Processes and flows are indicated by arrows and labels:

- Q_K : Heat flow from the heat source to the heat sink.
- Q_Φ : Heat flow from the heat source to the heat sink.
- Q_H : Heat flow from the heat source to the heat sink.
- p_H : Pressure at the heat source.
- n_M : Mechanical work output.

11

Стенд складається з насосної станції 1, що містить асинхронний електродвигун 2, насос 4, характеристики якого будуть досліджуватися, запобіжний клапан 9, бак 10 з робочою рідиною, а також регульованого дроселя 6, гідромотора 7 і тахометра 8. Приводний вал насоса 4 за допомогою муфти 3 прикріплений до вала електродвигуна 2. Гідромотор 7 разом з тахометром 8 використовуються як датчик фактичної подачі насоса Q_{Φ} . Гідросхема стенда працює з закритим запобіжним клапаном, якщо тиск на виході насоса p_H не перевищує максимально допустимого. При цьому весь потік рідини від насоса подається на вхід регульованого дроселя і далі на гідромотор. Тиск на виході насоса p_H встановлюється за допомогою регульованого дроселя 6.

Фактична подача насоса визначається за частотою обертання вала гідромотора:

$$Q_{\Phi} = q_M \cdot n_M, \quad (1.8)$$

де q_M – робочий об'єм гідромотора; n_M – частота обертання вала гідромотора.

Пристрої та обладнання

1. Насосна станція, оснащена шестеренним насосом НШ-32 з робочим об'ємом $q_H = 32 \text{ см}^3/\text{об}$ і асинхронним електродвигуном з частотою обертання $n = 1490 \text{ об/хв}$.
2. Регульований дросель ПГ-77.
3. Витратомір (аксіально-поршневий гідродвигун Г15-24Н з робочим об'ємом $q_M = 77 \text{ см}^3/\text{об}$).
4. Манометр (клас точності 1,0).
5. Тахометр.
6. Рукави високого тиску.

Методика виконання експерименту

1. Виконати комутацію гідроагрегатів згідно з принциповою гідравлічною схемою (див. рис. 1.5).

2. Відкрити повністю запобіжний клапан насосної станції, для чого його регулювальний гвинт повернути у крайнє положення проти годинникової стрілки.
3. Увімкнути насосну станцію. Перевірити герметичність з'єднань.
4. Регульований дросель повністю закрити, повернувши його лімб у крайнє положення проти годинникової стрілки.
5. Встановити тиск відкриття запобіжного клапана p_k насосної станції (значення задається викладачем), для чого, плавно обертаючи регулювальний гвинт запобіжного клапана за годинниковою стрілкою, встановити за манометром заданий тиск відкриття.
6. Дросель повністю відкрити. Виміряти тиск на виході насоса p_n і частоту обертання вала гідродвигуна n_M . Отримані результати записати у табл. 1.1.
7. Зменшуючи робочий отвір дроселя, виміряти значення частоти обертання гідромотора n_M при декількох значеннях p_n в діапазоні від встановленого в п. 6 до тиску відкриття запобіжного клапана. Результати вимірювань занести в табл. 1.1.
8. Зменшити тиск на виході насоса до можливого мінімуму повністю відкривши дросель. Для цього потрібно повернути лімб дроселя у крайнє положення за годинниковою стрілкою.
9. Вимкнути насосну станцію.

Таблиця 1.1 – Результати вимірювань і розрахунків

p_n	кГ/см^2										
	МПа										
n_M	об/хв										
	об/с										
Q_Φ	л/хв										
	$\text{м}^3/\text{с}$										
η_{OH}	-										
Q_B	л/хв										
	$\text{м}^3/\text{с}$										

Методика опрацювання дослідних даних

1. Для значень тиску на виході насоса, записаних у табл. 1.1, визначити:
 - фактичну подачу насоса за формулою (1.8);
 - об'ємний ККД насоса за формулою (1.4);
 - об'ємні втрати в насосі за формулою

$$Q_B = q_H \cdot n_H - Q_F. \quad (1.9)$$

Формула (1.9) одержана з рівнянь (1.1) і (1.2).

2. Результати розрахунків за п. 1 записати у табл. 7.1.
3. За даними табл. 1.1 побудувати статичну характеристику насосної станції у вигляді графіка функції $Q_F = f(p_H)$, а також графіки залежностей величини об'ємних втрат в насосі та об'ємного ККД насоса від тиску на виході насоса: $Q_B = f(p_H)$; $\eta_{OH} = f(p_H)$.
4. Проаналізувати отримані результати і оформити висновки.

Зміст звіту

В звіті повинні бути наведені: дата виконання роботи, тема і мета роботи, короткі теоретичні відомості, схема стенда для проведення досліджень, перелік застосованих приладів і обладнання, результати досліджень у вигляді таблиці, графіків і висновків.

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Сфера застосування, принцип дії і будова об'ємних насосів (пластинчастих, шестеренних, аксіально-поршневих), їх відмінності від динамічних насосів.
2. Основні параметри об'ємних насосів і формули для їх розрахунку.
3. Будова і принцип дії насосних станцій гідроприводів.
4. Гідравлічна схема насосної станції Г48-21.
5. Графік статичної характеристики насосної станції. Характер залежностей $Q_K = f(p_H)$; $Q_H = f(p_H)$.
6. Мета, зміст і послідовність проведення експерименту, що виконується у даній роботі; схема стенда для проведення досліджень.
7. Методика опрацювання дослідних даних.
8. Характер і фізичний зміст графіків залежностей $Q_F = f(p_H)$;

$$Q_B = f(p_H); \eta_{OH} = f(p_H).$$

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 2

ВИЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ГІДРОМОТОРА

Мета: Вивчення будови і принципу роботи аксіально-поршневого гідромотора і визначення залежності його механічного, об'ємного і повного ККД від навантаження на вихідному валу.

Теоретичні відомості

Гідромотор є машиною, яка перетворює гідравлічну енергію потоку робочої рідини в механічну енергію обертання вихідного вала [1].

В сучасній техніці гідромотори використовуються як виконавчі двигуни гідроприводів подач і ділильних механізмів інструментальних магазинів металорізальних верстатів (зокрема, верстатів з ЧПК); в виконавчих механізмах роботів і маніпуляторів; в гідроприводах систем керування літальних апаратів; в гідроприводах активних робочих органів сільськогосподарських, будівельних, шляхових, гірничих машин; в гідростатичних трансмісіях ходу різних машин і низки інших пристроїв.

Застосування гідромоторів у вказаних випадках зумовлено нижченаведеними їх особливостями. Гідромотори в середньому у 3 рази менші за розмірами і в 15 разів за масою, ніж електромотори тієї ж потужності. Діапазон робочих частот обертання гідромоторів дуже широкий, від 1-4 об/хв до 5000 об/хв, причому плавне регулювання частоти обертання у всьому діапазоні легко здійснюється. Час розгону та гальмування вала гідромотора дуже динамічний і не перевищує декількох сотих часток секунди; для більшості конструкцій гідромоторів не є небезпекою режим частого пуску і зупинки, реверсів і зміни частоти обертання. Крутний момент, що розвивається гідромотором, легко регулюється зміною перепаду тиску між його входом та виходом.

За конструктивною ознакою гідромотори поділяються на аксіально-, радіально-поршневі, пластинчасті, шестеренні та інші [5].

На рис. 2.1 показано конструктивну схему аксіально-поршневого гідромотора типу Г15-2Н, що широко використовується в гідроприводах металорізальних верстатів та інших технологічних машин.

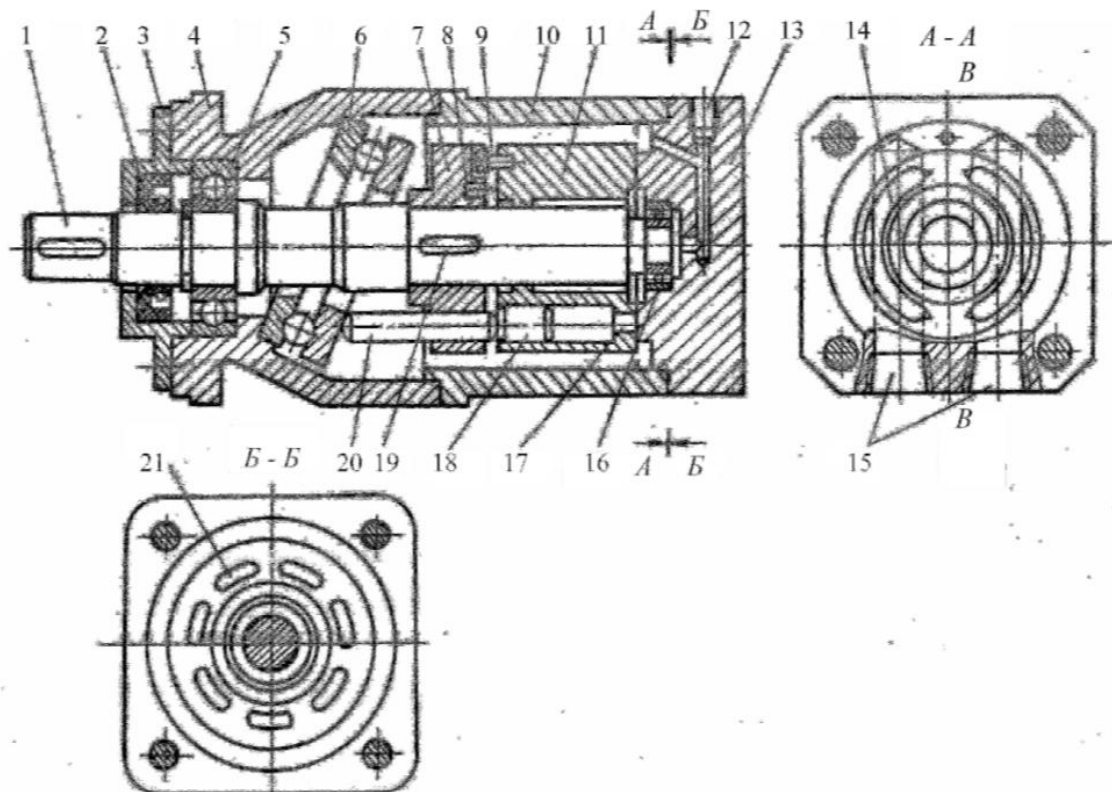


Рисунок 2.1 – Конструктивна схема аксіально-поршневого гідромотора типу Г15-2Н

Гідромотор складається з таких деталей та вузлів: ротора 11 з поршнями 18, барабана 7 із штовхачами 20, радіально-упорного шарикопідшипника 6, вала 1, що спирається на підшипники 5 і 16, опорно-розподільного диска 13, корпусів 4 і 10, фланця 3 з ущільненням 2, трьох пружин 8 і торцевої шпонки 9. Робоча рідина підводиться до гідромотора і відводиться від нього через два отвори 15, що розміщені в опорно-розподільному диску 13, причому кожен з отворів пов'язаний із відповідним напівкільцевим пазом 14, виконаним на робочій поверхні диска. Витоки робочої рідини з корпуса гідромотора відводяться через отвір 12. Бронзовий ротор 11 гідромотора має сім робочих камер, в яких переміщуються поршні 18. На торці ротора зі сторони диска 13 виконані отвори 21, які виходять в кожну з робочих камер.

Під час роботи гідромотора робоча рідина з напірної лінії через один з отворів 15 надходить у напівкільцевий паз 14 опорно-розподільного диска і далі через отвори 21 в робочі камери, розміщені по одну сторону від вертикальної осі В–В. Діючи на поршні 18, тиск робочої рідини створює осьову силу, яка через штовхачі 20 передається на підшипник 6. Оскільки підшипник 6 розміщений в корпусі 4 з нахилом, на штовхачах виникають тангенціальні сили, що змушують обертатися барабан 7, а разом з ним вал 1 і ротор 11. Одночасно поршні, розміщені по іншу сторону від осі Б–Б, втягуються в ротор, витісняючи робочу рідину з відповідних робочих камер через напівкільцевий паз і другий отвір 15 в зливну лінію. Ротор притискається до робочої поверхні опорно-розподільного диска трьома пружинами 8 і тиском робочої рідини, що діє на дно робочих камер. На валу 1 ротор центрується тільки вузьким пояском, що дозволяє йому самовстановлюватися по площині опорно-розподільного диска [6].

Конструкції гідромоторів інших типів розглянуті в [1-3, 5, 6]. Основний параметр гідромотора будь-якого типу – робочий об’єм q_m , який дорівнює сумарній зміні (в сторону збільшення або зменшення) об’єму всіх його робочих камер за один оберт вихідного вала.

Крім робочого об’єму, якість гідромотора характеризується і низкою інших параметрів, які розглядаються далі.

Об’єм робочої рідини, що приймається гідромотором за одиницю часу без врахування об’ємних втрат (витоків), називається теоретичною витратою.

Теоретична витрата

$$Q_T = q_m \cdot n_m, \quad (2.1)$$

де n_m – частота обертання вихідного вала гідромотора.

Фактична витрата робочої рідини гідромотора більше теоретичної на величину об’ємних втрат Q_v :

$$Q_m = Q_T + Q_v. \quad (2.2)$$

Об’ємним ККД гідромотора називається відношення теоретичної витрати до фактичної

$$\eta_{OM} = \frac{Q_T}{Q_M}. \quad (2.3)$$

або,

$$\eta_{OM} = \frac{q_M \cdot n_M}{Q_M}. \quad (2.4)$$

Фактичний крутний момент, що розвивається гідромотором,

$$M_M = M_T - \Delta M. \quad (2.5)$$

де M_T – теоретичний крутний момент; ΔM – втрати крутного моменту, зумовлені тертям деталей гідромотора і частинок робочої рідини.

Теоретичний крутний момент визначається залежністю

$$M_T = \frac{q_v}{2 \cdot \pi} \cdot p_{\Delta}, \quad (2.6)$$

$$p_{\Delta} = p_{вх} - p_{вих}, \quad (2.7)$$

$p_{вх}$, $p_{вих}$ – тиск, відповідно, на вході і виході гідромотора. Втрати на тертя в гідромоторі визначаються механічним ККД

$$\eta_{MM} = \frac{M_M}{M_T}, \quad (2.8)$$

або, з урахуванням (2.6),

$$\eta_{MM} = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_M}{q_M \cdot p_{\Delta}}. \quad (2.9)$$

Загальним ККД будь-якої машини називається відношення корисної потужності до затраченої. Загальний ККД гідромотора

$$\eta_M = \eta_{OM} \cdot \eta_{MM}. \quad (2.10)$$

Якість роботи гідромотора визначається, перш за все, здатністю стабільно підтримувати високі значення ККД в широкому діапазоні експлуатаційних режимів (частоти обертання вихідного вала і навантаження на вихідному валу).

У даній лабораторній роботі пропонується визначити і проаналізувати залежності об'ємного, механічного і повного ККД гідромотора від навантаження на його вихідному валу.

Стенд для проведення досліджень

Принципова гідравлічна схема стенда показана на рис. 2.2.

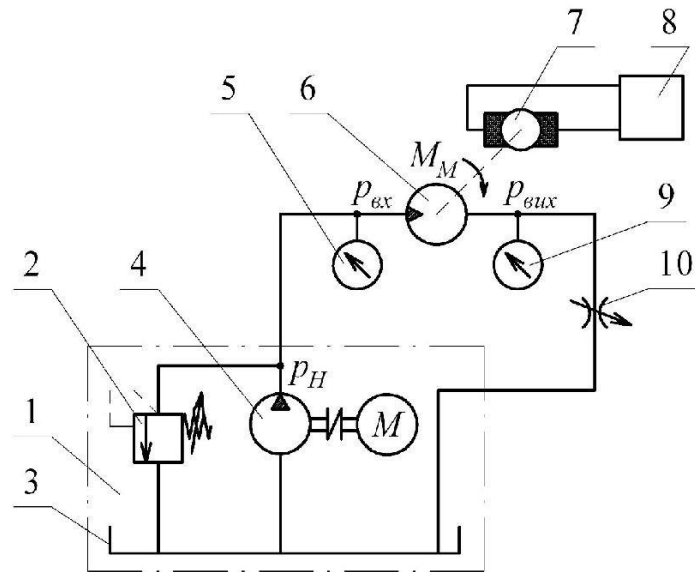


Рисунок 2.2 – Принципова гідравлічна схема стенда для проведення досліджень

Стенд складається з насосної станції 1, що містить бак 3, насос 4 і запобіжний клапан 2, досліджуваного гідромотора 6, електромагнітного порошкового гальма 7, регульованого джерела постійного струму 8, манометрів 5, 9 і регульованого дроселя 10.

При роботі стенда весь потік робочої рідини з виходу насоса 4 подається на вхід гідромотора 6, оскільки запобіжний клапан 2 постійно закритий (насосна станція працює в режимі постійної подачі). Момент навантаження на гідромоторі створюється приєднанням до його вала електромагнітним порошковим гальмом 7 і регулюється зміною напруги на виході підключеного до порошкового гальма джерела постійного струму [7].

Дійсне значення M_m визначається за допомогою спеціального динамометричного пристрою, яким оснащено порошкове гальмо, частота обертання вала гідромотора – за допомогою тахометра (на рис. 2.2 не показаний).

Регульований дросель 10 призначений для перекриття потоку робочої рідини при налагодженні тиску відкриття запобіжного клапана насосної станції.

Пристрої та обладнання

1. Аксиально-поршневий гідромотор Г15-24Н ($q_M = 77 \text{ см}^3/\text{об}$).
2. Електромагнітне порошкове гальмо ПТ-6М (ціна поділки динамометричного пристрою $0,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$).
3. Насосна станція.
4. Регульований дросель ПГ77-1.
5. Манометри (клас точності 1,0).
6. Регульоване джерело постійного струму.
7. Тахометр.
8. Рукава високого тиску.

Методика виконання експерименту

1. Виконати комутацію гідроагрегатів відповідно до принципової гідравлічної схеми (див. рис. 2.2).
2. Індикатор динамометричного пристрою електромагнітного порошкового гальма встановити на «0».
3. Повністю відкрити запобіжний клапан насосної станції, для чого його регулювальний гвинт викрутити в крайнє положення проти годинникової стрілки.
4. Увімкнути насосну станцію, перевірити герметичність з'єднань.
5. Регульований дросель повністю закрити, повернувши його лімб у крайнє положення проти годинникової стрілки.
6. Налаштувати тиск відкриття запобіжного клапана насосної станції (значення тиску відкриття задається викладачем), для чого, плавно повертаючи регулювальний гвинт запобіжного клапана за годинниковою стрілкою, встановити за манометром 5 (див. рис. 2.2) необхідну величину тиску відкриття.
7. Повністю відкривши регульований дросель, привести гідромотор до обертання. Визначити фактичний крутний момент M на валу гідромотора, частоту обертання вала гідромотора n_M , тиск на вході рвх і виході рвих гідромотора. Результати вимірювань занести в табл. 2.1.

8. Увімкнути джерело постійного струму і виміряти значення n_M , $p_{вх}$, $p_{вих}$ при декількох значеннях M_M в діапазоні від встановленого в п. 7 до M_{Mmax} (значення M_{Mmax} задається викладачем). Результати вимірювань записати в табл. 2.1.

9. Вимкнути насосну станцію.

Таблиця 2.1 – Результати вимірювань та розрахунків

$M_M, Н*М$										
$n_M, об/хв(об/с)$										
$p_{вх}, МПа$										
$p_{вих}, МПа$										
$p_{\Delta}, МПа$										
$Q_H, л/хв(м^3/с)$										
η_{OM}										
H_{MM}										
η_M										

Методика опрацювання дослідних даних

1. За даними лабораторної роботи № 1 визначити значення фактичної подачі на вході в гідромотор, що відповідають записаним у табл. 2.1 значенням $p_{вх}$; при цьому, нехтуючи втратами тиску в напірному трубопроводі, вважати, що $p_{вх} = p_H$ (p_H – тиск на виході насоса).
2. Обчислити перепад тисків p_{Δ} на вході і виході гідромотора за (2.7) і результати записати в табл. 2.1.
3. Для кожного із записаних у табл. 2.1 значень M_M обчислити за (2.4), (2.9) і (2.10), об'ємний, механічний і загальний ККД гідромотора відповідно. При розрахунках всі числові значення параметрів повинні бути приведені до системи СІ. Результати обчислень записати в табл. 2.1.
4. За даними табл. 2.1 побудувати графіки функцій $\eta_{MM} = f(M_M)$; $\eta_{OM} = f(M_M)$; $\eta_M = f(M_M)$.
5. Проаналізувати отримані залежності, оформити висновки.

Зміст звіту

В звіті повинні бути наведені: дата виконання роботи, тема і мета роботи, короткі теоретичні відомості, схема стенда для проведення досліджень, перелік застосованих приладів і обладнання, результати досліджень у вигляді таблиці, графіків і висновків.

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Сфери застосування і будова гідромоторів об'ємних гідроприводів (аксіально-поршневих, шестеренних).
2. Основні параметри гідромоторів і формули для їх розрахунку.
3. Мета, зміст і послідовність експерименту, що виконується в даній роботі, схема стенда для проведення досліджень.
4. Характер і фізичний зміст графіків залежностей $\eta_{\text{ММ}} = f(M_{\text{М}})$; $\eta_{\text{ОМ}} = f(M_{\text{М}})$; $\eta_{\text{М}} = f(M_{\text{М}})$.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 3
ВИЗНАЧЕННЯ СТАТИЧНОЇ (НАВАНТАЖУВАЛЬНОЇ)
ХАРАКТЕРИСТИКИ ГІДРОПРИВОДУ З ДРОСЕЛЬНИМ
РЕГУЛЮВАННЯМ ШВИДКОСТІ

Мета: Вивчення принципу роботи гідроприводу з дросельним регулюванням швидкості і методики експериментального визначення його навантажувальної характеристики; перевірка достовірності теоретичної формули для розрахунку навантажувальної характеристики.

Теоретичні відомості

В залежності від способу, яким досягається зміна подачі робочої рідини, що надходить у виконавчий двигун гідроприводу, розрізняють такі основні способи регулювання швидкості виконавчого гідродвигуна – дросельний і об’ємний [1].

При дросельному регулюванні зміна подачі рідини, що надходить в гідродвигун, здійснюється за рахунок зміни гідравлічного опору лінії, в яку він під’єднаний, і відведенням частини подачі нерегульованого насоса в бак.

При об’ємному регулюванні вся рідина від насоса надходить до гідродвигуна, а регулювання його швидкості досягається зміною робочого об’єму насоса або самого гідродвигуна.

Регулювання шляхом зміни робочого об’єму гідродвигуна застосовується тільки в гідроприводах оберտального руху, де як гідродвигун використовується гідромотор з регульованим робочим об’ємом. У цьому випадку регулювання забезпечує постійну потужність приводу, оскільки зменшення робочого об’єму гідродвигуна збільшує швидкість вихідної ланки гідроприводу та, відповідно, зменшує крутний момент на вихідній ланці (валу гідромотора).

У порівнянні з об’ємним регулюванням, при дросельному регулюванні суттєво нижчим є ККД гідроприводу і, відповідно, вищі втрати енергії [8].

Однак гідросистеми з дросельним регулюванням прості за конструкцією і набагато дешевші за гідросистеми з об’ємним

регулюванням. Тому дросельне регулювання застосовується в гідроприводах відносно малої потужності (менше 5 кВт) за умови короткочасного режиму роботи. Перевагою гідросистем з дросельним регулюванням є також менша інерційність.

В даній лабораторній роботі досліджується гідропривод обертового руху з установленням дроселя на вході гідромотора. Гідравлічна схема такого приводу показана на рис. 3.1.

Основними елементами гідроприводу є насосна станція 1, що містить насос 3 постійного робочого об'єму і запобіжний клапан 2, гідромотор 5 і регульований дросель 4.

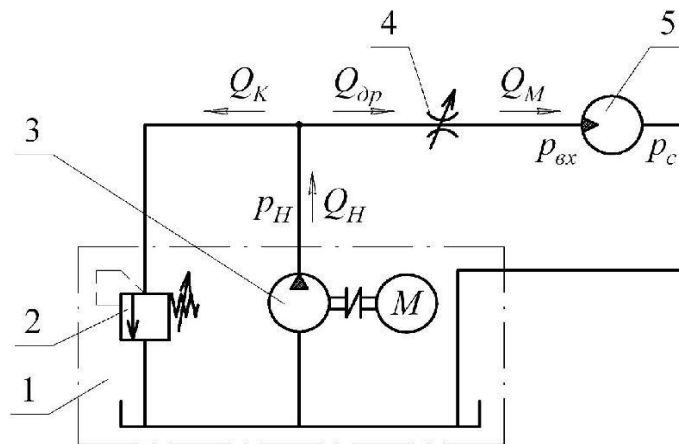


Рисунок 3.1 – Гідравлічна схема гідроприводу з дросельним регулюванням швидкості з установленням дроселя на вході гідромотора

Такий гідропривід працює в режимі постійного тиску, тобто тиск на виході насоса p_H постійний і рівний тиску відкриття запобіжного клапана 2. Частота обертання вала гідромотора регулюється за рахунок зміни гідравлічного опору дроселя 4.

Важливою характеристикою будь-якого приводу, у тому числі і гідравлічного, є залежність швидкості його виконавчого двигуна (наприклад, штока гідроциліндра або вала гідромотора) від навантаження, прикладеного до нього. Така залежність називається навантажувальною, або механічною характеристикою приводу.

Знайдемо рівняння навантажувальної характеристики гідроприводу, що розглядається [9].

Крутний момент, який створює гідромотор,

$$M_M = \frac{q_M}{2\pi} (p_{вх} - p_c) \cdot \eta_{ММ} \quad (3.1)$$

де q_M – робочий об’єм гідромотора; $p_{вх}$ – тиск на вході гідромотора; p_c – тиск зливу; $\eta_{ММ}$ – механічний ККД гідромотора.

Витрата рідини на виході гідромотора, без врахування її стиснення, дорівнює теоретичній витраті на вході гідромотора і визначається залежністю

$$Q_M = n_M \cdot q_M. \quad (3.2)$$

Витрата рідини через дросель

$$Q_{др} = \mu f_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_H - p_{вх}}, \quad (3.3)$$

де μ – коефіцієнт витрати; $f_{др}$ – площа робочого отвору дроселя; ρ – густина робочої рідини (табл. Додатку А.7). За умови нерозривності потоку

$$Q_{др} = Q_M. \quad (3.4)$$

Вважаючи, що $p_c = 0$, $\eta_{ММ} = 1$, і розв’язуючи спільно рівняння (3.1)-(3.4), отримаємо навантажувальну характеристику у вигляді

$$n_M = \frac{\mu}{q_M} f_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_H - \frac{2\pi M_M}{q_M}}, \quad (3.5)$$

або

$$n_M = \frac{\mu}{q_M} f_{др} \sqrt{\frac{2p_H}{\rho}} \sqrt{1 - \frac{M_M}{\frac{q_M}{2\pi} p_H}}, \quad (3.6)$$

Остаточно рівняння навантажувальної характеристики гідроприводу запишемо у вигляді

$$n_M = n_{Мх.х.} \sqrt{1 - \frac{M_M}{M_n}}, \quad (3.7)$$

де $n_{Мх.х.} = \frac{\mu}{q_M} f_{др} \sqrt{\frac{2p_H}{\rho}}$ – частота обертання не навантаженого гідромотора;

M_n – граничний крутний момент, що розвивається гідромотором, який обчислюється за формулою

$$M_n = \frac{q_M}{2\pi} p_H \quad (3.8)$$

Із (3.7) випливає, що залежність $n_M = f(M_M)$ є сім'єю напівпарабол (рис. 3.2), причому кожна з них відповідає своєму значенню відкриття дроселя. Граничний крутний момент M_n , при якому вихідний вал гідромотора повністю зупиняється, не залежить від ступеня відкриття дроселя.

У даній лабораторній роботі пропонується експериментально визначити навантажувальну характеристику гідроприводу з дросельним регулюванням швидкості і перевірити справедливність теоретичної формули для її розрахунку (3.7).

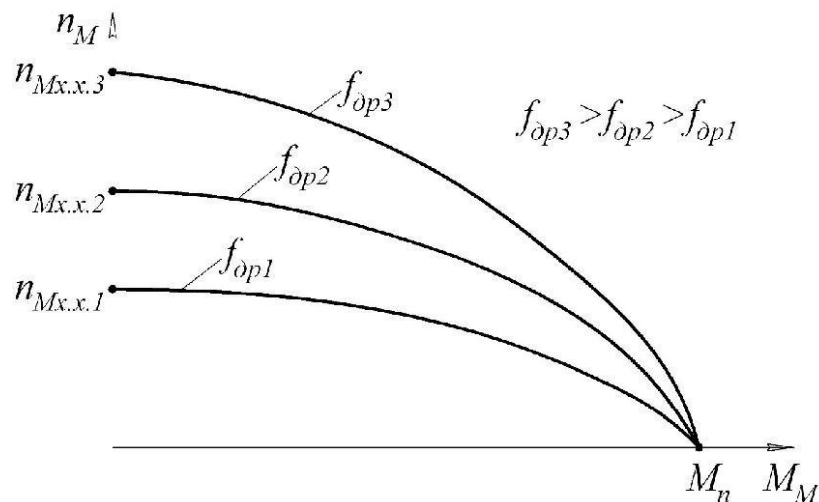


Рисунок 3.2 – Навантажувальна характеристика гідроприводу з дросельним регулюванням швидкості з установленням дроселя на вході гідромотора

Стенд для проведення досліджень

Принципова гідравлічна схема стенда показана на рис. 3.3.

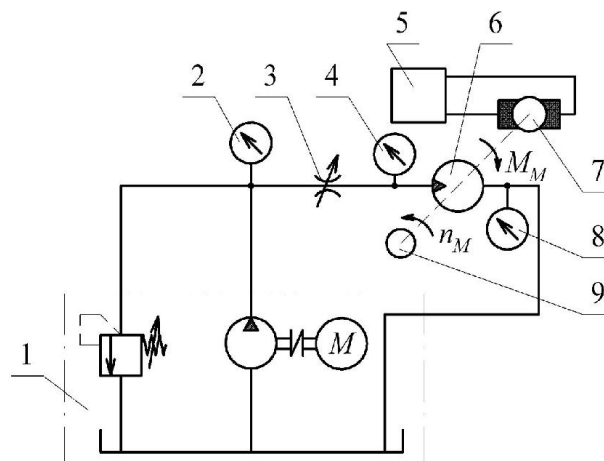


Рисунок 3.3 – Гідравлічна схема стенда для дослідження гідроприводу з дросельним регулюванням швидкості

Стенд являє собою гідропривод з дросельним регулюванням швидкості, що містить в собі насосну станцію 1, регульований дросель 3 і гідромотор 6. Технологічне навантаження на гідромоторі 6 створюється електромагнітним порошковим гальмом 7. Необхідне значення M_m встановлюється за допомогою регульованого джерела постійного струму 5.

Частота обертання вала гідромотора n_m вимірюється за допомогою тахометра 9. Тиск налагодження запобіжного клапана p_k встановлюється за манометром 2. Манометри 4 і 8 використовуються для спостереження за характером зміни тиску на вході і виході гідромотора [10].

Пристрої та обладнання

1. Насосна станція Г48-21.
2. Регульований дросель ПГ77-1.
3. Гідромотор Г15-24Н ($q_m = 77 \text{ см}^3/\text{об}$).
4. Електромагнітне порошкове гальмо ПТ-6М (ціна поділки динамометричного пристрою $0,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$).
5. Регульоване джерело постійного струму.
6. Тахометр.
7. Манометри класу точності 1,0.
8. Рукави високого тиску.

Методика виконання експерименту

1. Виконати комутацію гідроагрегатів відповідно до схеми стенда (рис. 3.3).
2. Увімкнути насосну станцію, перевірити герметичність з'єднань і при закритому дроселі налагодити тиск відкриття запобіжного клапана p_k (значення тиску задається викладачем).
3. Плавню відкриваючи дросель, встановити значення n_m у межах 450—550 об/хв.
4. Виміряти M_m і n_m і результати записати в табл. 3.1.

5. Увімкнути джерело постійного струму і виміряти значення n_m при декількох значеннях M_m в діапазоні від встановленого в п. 4 до моменту навантаження, при якому гідромотор зупиняється. Результати вимірювань записати в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Результати вимірювань і розрахунків

$f_{др1}$	$M_M, H \times M$										
	$n_M, об/хв$										
	$n_{Mr}, об/хв$										
	$\delta_n, \%$										
$f_{др2}$	$M_M, H \times M$										
	$n_M, об/хв$										
	$n_{Mr}, об/хв$										
	$\delta_n, \%$										

6. Зменшуючи відкриття дроселя, встановити n_M в межах 200-250 об/хв і виконати вимірювання за п. 5. Результати вимірювань записати у табл. 3.1.

7. Повністю відкрити дросель, вимкнути насосну станцію.

Методика опрацювання дослідних даних

1. Побудувати графіки експериментальних навантажувальних характеристик приводу.
2. З графіка навантажувальної характеристики визначити значення $n_{Mx.x}$ для першого випадку відкриття дроселя. Обчислити M_n за (3.8) для значень M_M , записаних в табл. 3.1, визначити розрахункові значення частоти обертання гідромотора n_{Mr} за (3.7). Результати розрахунків записати в табл. 3.1.
3. Розрахунки за п. 2 виконати для другого відкриття дроселя.
4. За результатами розрахунків побудувати графіки розрахункових навантажувальних характеристик.
5. Виконати кількісне порівняння експериментальної та розрахункової навантажувальних характеристик з використанням формули

$$\delta = \frac{\Delta n_M}{n_{Mx.x}} \cdot 100 \%$$

де Δn_M – граничне розходження експериментальної і розрахункової характеристик. Застосовувати розрахункову формулу допустимо, якщо $\delta_n < 10\%$.

6. Оформити висновки.

Зміст звіту

У звіті повинні бути наведені: дата проведення, тема і мета роботи, короткі теоретичні відомості, схема експериментального стенда, застосовані прилади і обладнання, результати експериментів і розрахунків у вигляді таблиці, графіки та висновки.

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Принцип роботи, будова, переваги і недоліки, сфери застосування гідроприводів з об'ємним і дросельним регулюванням швидкості.
2. Гідравлічні схеми гідроприводів з дросельним регулюванням (з дроселем на вході, з дроселем на виході, з установленням дроселя паралельно гідродвигуну).
3. Виведіть рівняння навантажувальної характеристики гідроприводу з дросельним регулюванням (з установленням дроселя на виході гідродвигуна).
4. Наведіть і проаналізуйте графік навантажувальної характеристики гідроприводу з дросельним регулюванням.
5. Визначте ККД гідроприводу з дросельним регулюванням при значеннях M_M і n_M , заданих викладачем.
6. Мета, зміст і послідовність експерименту, що виконується в даній роботі; схема стенда для проведення дослідів.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 4

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЗАПОБІЖНОГО КЛАПАНА

Мета: Вивчення принципу дії клапана тиску для гідросистем, ознайомлення з методикою визначення його динамічних характеристик, дослідження якості перехідного процесу в запобіжному клапані в залежності від тиску відкриття.

Теоретичні відомості

Запобіжний клапан захищає гідросистему від перевищення тиску робочої рідини над попередньо встановленим рівнем відведенням частини потоку робочої рідини у зливний канал [1].

Основними складовими запобіжного клапана є перекривний (запірний) та чутливий елементи. Перекривний елемент призначений для герметизації порожнин клапана і конструктивно виконується найчастіше у вигляді сфери, конуса або золотника. Чутливий елемент служить для обмеження або регулювання тиску в клапані і виконується зазвичай у вигляді спіральної пружини. В гідросистемі запобіжний клапан вмонтовується у напірну магістраль.

За конструктивною будовою розрізняють клапани прямої дії (одноступінчасті) та клапани непрямої дії (двоступінчасті).

Для виконання даної лабораторної роботи використовується досить поширений у верстатних гідросистемах клапан тиску прямої дії типу Г54-3. Цей гідроагрегат може використовуватись як: запобіжний клапан, переливний клапан, клапан різниці тисків, а також може виконувати деякі функції напрямного апарата [5]. Конструктивна схема клапана показана на рис. 4.1. Розглянемо його будову і принцип дії.

Основні конструктивні складові клапана – чавунний корпус 3, в якому розташований основний робочий елемент – золотник 2, а також чутливий елемент – пружина 6. Герметичність між порожнинами високого тиску Р та низького А досягається за рахунок мінімального зазору між відповідними

поверхніми золотника та корпусу. Значення тиску, при якому повинен спрацювати (відкритись) клапан, налагоджується попереднім стисненням пружини за допомогою регулювального гвинта 8.

Принцип роботи клапана Г54-3 в режимі запобіжного такий. Робоча рідина під тиском подається в канал Р, а також через отвір 10 і дросель 11 під торець золотника в порожнину 1. В порожнині Р сили від дії тиску рідини на торці проточки золотника направлені в протилежні сторони та однакові за величиною через рівність площ торців. Сила, що діє на торець золотника в порожнині 1, врівноважується силою попередньо стиснутої пружини 6 і тому золотник 2 перебуватиме в нижньому крайньому положенні у стані рівноваги [11].

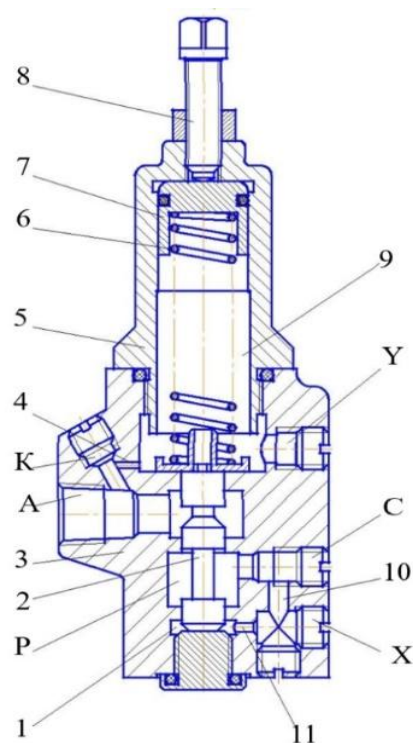


Рисунок 4.1 – Запобіжний клапан прямої дії Г54-3

Якщо тиск в напірній магістралі гідросистеми і під'єднаний до неї порожнині Р буде збільшуватись і досягне значення, яке створить силу, що перевищить силу пружини, то золотник 2 вийде зі стану рівноваги і буде рухатись уверх до моменту, коли робоча кромка золотника вийде зі спряження з отвором корпусу і утворить вікно для проходження робочої рідини з напірної порожнини Р у зливну А. У такому положенні Золотника робота клапана відповідатиме переливному режиму і тиск в напірній порожнині Р буде підтримуватись приблизно постійним і рівним попередньо налаштованому тиску відкриття клапана. Клапан буде працювати в переливному режимі до тих пір, поки тиск у напірній порожнині Р не стане клапан прямої дії меншим за тиск відкриття. Якщо це станеться, то золотник 2 під дією пружини 6 переміститься у крайнє нижнє положення і робоче вікно золотникової пари закриється.

Заглушки Х, С, Y і К закривають отвори, які можуть використовуватись для зміни схеми підключення клапана в гідросистемі. Канал 4 з'єднує

порожнину 9 зі зливною порожниною А. Це дозволяє вільно витискати (або підсмоктувати) рідину з порожнини 9 під час руху золотника [12].

У реальних умовах експлуатації для запобігання виходу з ладу трубопроводів та гідроагрегатів через перевантаження тиском, запобіжний клапан повинен швидко реагувати на динамічні (швидкоплинні) зміни тиску в напірній магістралі гідросистеми. Тобто для якісної роботи в динамічному режимі запобіжний клапан повинен мати відповідну швидкодію. В момент відкриття клапана через інерційність його рухомих елементів тиск в напірній порожнині стрімко підвищуватиметься, при цьому золотник отримає імпульс на відкриття зі значним прискоренням. Пружина деформується, швидкість руху потоку рідини в прохідних каналах клапана збільшується, а тиск, відповідно до закону Бернуллі, зменшується, що зумовлює зворотний рух золотника в сторону закриття клапана. Далі цикл може повторюватись і навіть спричинити автоколивання в гідросистемі, що є неприпустимим. Тому, крім необхідної швидкодії, будова і кількісні значення конструктивних параметрів клапана мають забезпечувати достатню стійкість у всіх режимах його роботи.

Типова осцилограма стійкого перехідного процесу зміни тиску під час відкриття запобіжного клапана показана на рис. 4.2.

Вважається допустимим, якщо тиск «перерегулювання» p_n та тиск «завалу» p_z (тобто амплітуди першого та другого коливань) не перевищують 30 % від номінального значення тиску відкриття клапана. При цьому тривалість перехідного процесу відкриття не повинна перевищувати 0,1-0,15 с.

В лабораторній роботі пропонується експериментально визначити і проаналізувати осцилограми перехідного процесу зміни тиску під час відкриття запобіжного клапана Г54-3 шляхом реєстрації цього процесу за допомогою спеціальної інформаційно-вимірjuвальної системи на основі персонального комп'ютера.

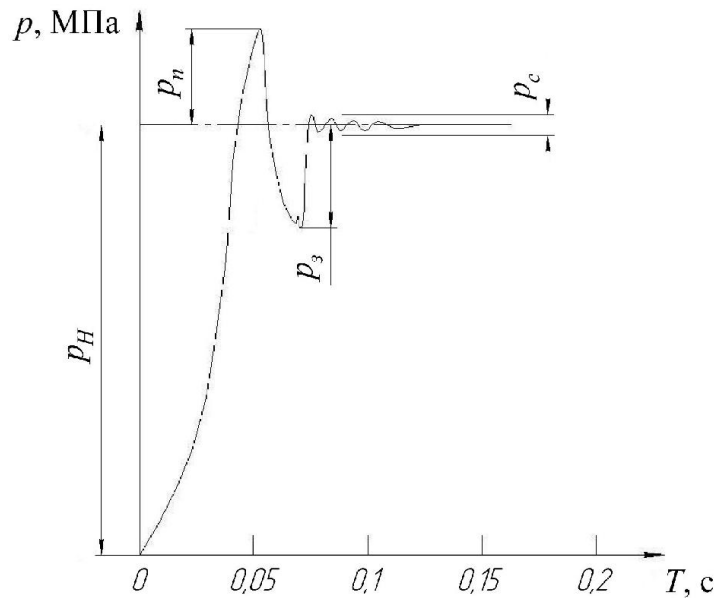


Рисунок 4.2 – Типова осцилограма переїдного процесу зміни тиску під час відкриття запобіжного клапана

Стенд для проведення досліджень

Експериментальне дослідження переїдного процесу зміни тиску під час відкриття запобіжного клапана виконується на спеціальному стенді, гідравлічна схема якого показана на рис. 4.3.

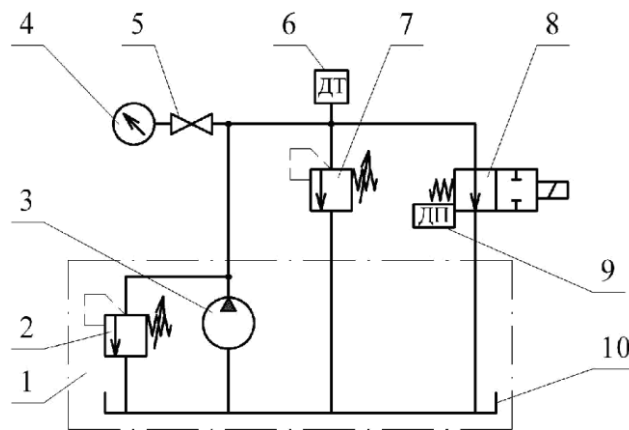


Рисунок 4.3 – Гідравлічна схема стенда для проведення дослідження

Стенд складається з насосної станції 1, яка містить асинхронний електродвигун (на схемі не показаний), насос 3, запобіжний клапан 2 та бак 10 з робочою рідиною, манометра 4 з вентилем 5, індуктивного датчика тиску 6, досліджуваного клапана тиску 7 (Г54-3), двопозиційного розподільника 8 з електромагнітним керуванням і датчика переміщення 9 золотника розподільника 8. Гідросистема стенда працює із закритим

запобіжним клапаном 2 насосної станції, налагодженим на тиск відкриття, який перевищує на 50% тиск відкриття досліджуваного клапана 7 [13].

Пристрої та обладнання

1. Насосна станція, яка оснащена аксіально-поршневым насосом НП-34.
2. Робочим об'ємом $q_H = 18 \text{ см}^3/\text{об}$ і асинхронним електродвигуном з частотою обертання $n = 2890 \text{ об/хв}$ та запобіжним клапаном БГ52-12.
3. Манометр (клас точності 1,0).
4. Індуктивний датчик тиску.
5. Інформаційно-вимірювальна система на основі персонального комп'ютера та адаптера типу АДА-4620.
6. Рукави високого тиску.

Методика виконання експерименту

1. Виконати комутацію гідроапаратів згідно з гідравлічною схемою (див. рис. 4.3).
2. Повністю відкрити запобіжний клапан 2 насосної станції, для чого його регулювальний гвинт повернути в крайнє положення проти годинникової стрілки. Розподільник 8 перевести у положення «закрито».
3. Увімкнути насосну станцію. Перевірити герметичність з'єднань.
4. Налагодити тиск відкриття p_H запобіжного клапана 2 насосної станції (значення тиску задається викладачем). Для цього повернути регулювальний гвинт досліджуваного клапана 7 за годинниковою стрілкою в крайнє положення, після цього плавно повертаючи регулювальний гвинт запобіжного клапана 2 за годинниковою стрілкою, встановити за манометром 4 необхідний тиск відкриття.
5. Вимкнути насосну станцію.
6. Повністю відкрити досліджуваний клапан тиску 6, для чого його регулювальний гвинт повернути в крайнє положення проти годинникової стрілки.
7. Увімкнути насосну станцію. Налагодити тиск відкриття p_K досліджуваного клапана 7 (значення тиску задається викладачем). Для цього

плавно повертаючи регулювальний гвинт клапана 7 за годинниковою стрілкою, встановити за манометром 4 необхідний тиск відкриття.

8. Перевести розподільник 8 у положення «відкрито».

9. Встановити в інформаційно-вимірювальній системі стенда режим осцилографування.

10. Перевести розподільник 8 у положення «закрито». Електромагнітна система керування забезпечує практично миттєве закриття проходу рідини через розподільник 9. Це спричинить стрімке відкриття досліджуваного клапана 7, оскільки весь потік робочої рідини, що нагнітається насосною станцією, змушений переливатися через досліджуваний клапан 7 у бак.

11. Надрукувати отриману під час виконання п. 10 осцилограму перехідний процесу відкриття досліджуваного клапана.

12. Повторити експерименти за п. 10 і п. 11 при декількох значеннях тиску відкриття досліджуваного клапана (кількість експериментів і значення тиску відкриття задаються викладачем).

13. Перевести розподільник 8 у положення «відкрито».

14. Вимкнути насосну станцію.

Методика опрацювання дослідних даних

1. Для використаних під час експерименту значень тиску відкриття p_k клапана визначити фактичну тривалість перехідного процесу t_n і значення тиску «перерегулювання» p_n та «завалу» p_z .

2. Отримані показники якості перехідного процесу записати у табл. 4.1.

3. Проаналізувати отримані результати і оформити висновки.

4. Зміст звіту

5. У звіті мають бути наведені: дата виконання роботи, тема і мета роботи, короткі теоретичні відомості, схема стенда для проведення досліджень, перелік застосованих приладів і обладнання, результати досліджень у вигляді таблиці, графіків і висновків.

Таблиця 4.1 –

Результати експерименту

p_H	кг/см ²						
	МПа						
p_K	кг/см ²						
	МПа						
t_n	с						
p_n	кг/см ²						
	МПа						
p_z	кг/см ²						
	МПа						

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Сфера застосування, принцип дії і конструктивні особливості запобіжних клапанів прямої та непрямої дії.
2. Основні параметри перехідного процесу відкриття запобіжного клапана.
3. Мета, зміст і послідовність проведення експерименту, що виконується у даній роботі; схема стенда для проведення досліджень.
4. Від чого залежить швидкодія клапана?
5. Причини виникнення на осцилограмі перехідного процесу відкриття клапана «перерегулювання» та «завалу».
6. Де розташовується запобіжний клапан в гідросистемі?
7. Як впливає на динамічні характеристики запобіжного клапана недостатня герметичність перекривного елемента?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 5

ВИПРОБОВУВАННЯ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИХ КРОКОВИХ ПРИВОДІВ ПОДАЧІ ФРЕЗЕРНОГО ВЕРСТАТА З ЧПК НА ТОЧНІСТЬ ПОЗИЦІЮВАННЯ

Мета: Вивчення будови та принципу дії приводу подачі фрезерного верстата з ЧПК (ЛТ-260Ф3) і засвоєння методики його випробування на точність позиціонування.

Теоретичні відомості

Верстати з числовим програмним керуванням (ЧПК) складаються з власне верстата (токарного, фрезерного, свердлильного тощо), оснащеного елементами автоматизації виконання основних функцій (тиристорний керований привод головного руху, електромагнітні муфти коробки швидкостей і коробки подач, гідро- та електроприводи переміщень робочих органів або оброблюваної деталі), а також пристрою ЧПК [1].

Сферами застосування верстатів з ЧПК є переважно серійне виробництво. Це зумовлено порівняно високою їх вартістю, яка швидко окупається за частих переналагоджень, оскільки час на ці переналагодження з використанням верстатів з ЧПК суттєво скорочується.

Головною особливістю верстатів ЧПК є числова форма подання інформації про оброблювану заготовку, яка в системі з ЧПК трансформується в керувальні сигнали на переміщення робочих органів верстата і технологічні команди. У цьому основна відмінність верстатів з ЧПК від інших автоматизованих верстатів, де розміри і форма обробленої поверхні заготовки визначаються шаблонами (копірами, кулачками тощо).

Типова блок-схема системи ЧПК показана на рис. 5.1.

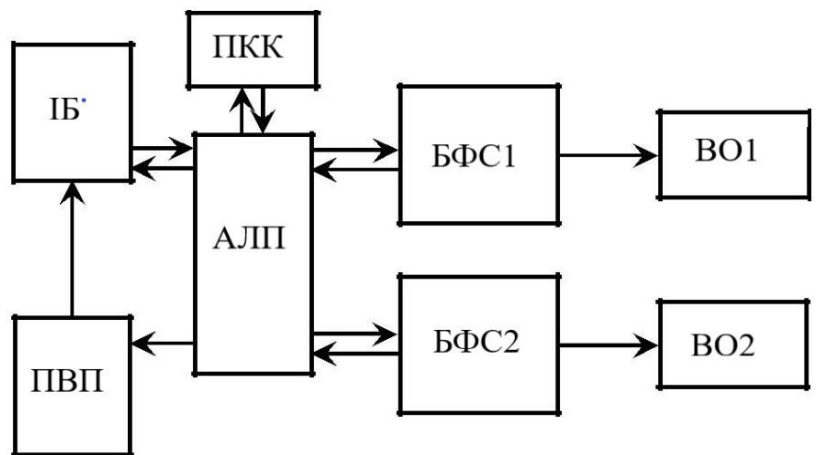


Рисунок 5.1 – Типова блок-схема системи ЧПК

До системи ЧПК входять такі основні блоки:

- пристрій введення програм (ПВП) – призначений для введення числових даних із зовнішніх носіїв в пам'ять пристрою ЧПК;
- інформаційний буфер (ІБ) – призначений для проміжного зберігання програми або її частини;
- арифметично-логічний пристрій (АЛП) – призначений для обчислення елементів траєкторії руху;
- пульт контролю і керування (ПКК) – призначений для керування верстатом в ручному режимі, ручного введення керувальних програм, а також контролю за виконанням програми;
- блоки формування керувальних сигналів (БФС) – призначені для формування сигналів керування виконавчими органами верстата, наприклад, приводами подач;
- виконавчі органи (ВО) – призначені для здійснення розмірних переміщень інструмента відносно заготовки згідно з керувальною програмою [14].

У даній лабораторній роботі досліджується вертикально-фрезерний верстат моделі ЛТ-260Ф3 виробництва Львівського заводу фрезерних верстатів. Верстат оснащений контурною системою ЧПК і призначений для фрезерування різноманітних деталей складної форми торцевими, кінцевими, кутовими і фасонними фрезами.

Приводи подач по кожній з трьох координат є однотипними гідравлічними слідкувальними системами із силовими гідроциліндрами і чотирищільними розподільними золотниками.

Схема приводу подачі верстата показана на рис. 5.2.

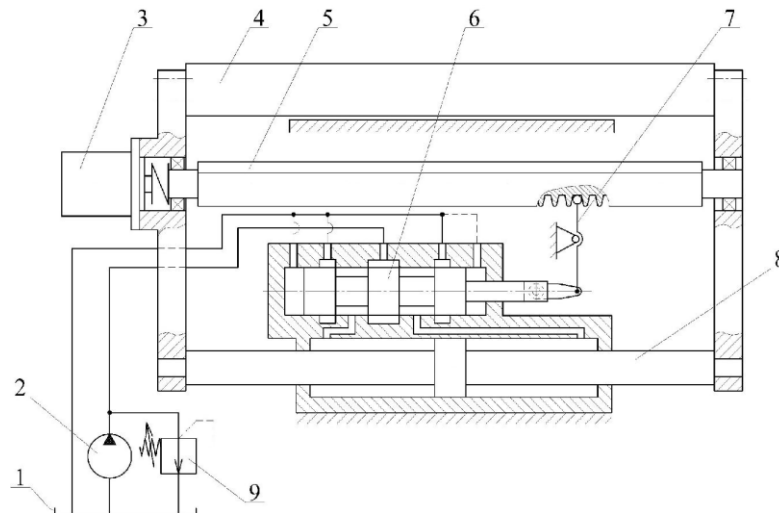


Рисунок 5.2 – Схема електрогідравлічного слідкувального крокового приводу подачі фрезерного верстата з ЧПК моделі ЛТ-260ФЗ

Привод працює таким чином. Рідина від пластинчастого гідронасоса 2 під постійним тиском (4 МПа) подається в центральний вхідний отвір розподільного золотника 6. У нейтральному положенні золотника вхідний отвір перекритий і вся рідина, що нагнітається гідронасосом 2, зливається в бак 1 через запобіжно-переливний клапан 9.

Якщо вал крокового двигуна 3 повернеться, наприклад, за годинниковою стрілкою, то гвинт 5 повернеться на той же кут, змістивши верхню частину щупа 7 вправо, повернувши сам щуп відносно осі за годинниковою стрілкою, нижня частина щупа зміститься вліво, змістивши золотник із нейтрального положення, при цьому центральний вхідний отвір з'єднується з правою порожниною силового гідроциліндра 8, куди подаватиметься робоча рідина. При цьому рідина з лівої порожнини гідроциліндра потрапляє у лівий канал золотника і через лівий вихідний отвір зливається в бак; шток гідроциліндра переміщується вліво, переміщуючи робочий орган 4 разом із закріпленим на ньому гвинтом до тих пір, поки щуп знову не переміститься в нейтральне положення,

закривши порожнини гідроциліндра, тим самим зупинивши рух поршня. Аналогічні дії відбуватимуться з обертанням вала крокового двигуна проти годинникової стрілки [15].

У цьому випадку шток гідроциліндра переміщуватиметься вправо.

Оскільки осьове зміщення профілю канавки гвинта пропорційне куту його повороту і залежить від кроку гвинта, то переміщення робочого органу (стола або фрезерної головки) також буде пропорційне повороту вала крокового двигуна.

Зворотний зв'язок за переміщенням робочого органу реалізується завдяки закріпленню опор гвинта безпосередньо на робочому органі.

Сигнал від системи ЧПК на приводи подається за допомогою крокових електродвигунів SY57STH76-2804A. Найменше можливе програмоване переміщення робочих органів (дискрета) по всіх трьох координатах складає 0,01 мм. Система ЧПК верстата дозволяє відпрацьовувати переміщення інструмента між двома точками по відрітку прямої, або по дузі кола.

Показником точності переміщення робочого органу верстата є похибка позиціювання. Похибка позиціювання – це різниця між бажаним (теоретичним) і дійсним (реальним) розмірним переміщенням робочого органу верстата. Ця похибка виникає під впливом нестабільності сил і моментів тертя в напрямних під час пуску, руху і зупинки робочого органу [16].

Пристрої та обладнання

1. Фрезерний верстат з ЧПК моделі ЛТ-260Ф3.
2. Набір кінцевих мір (4 шт.).
3. Магнітний стояк з вимірювальним індикатором годинникового типу (ціна поділки 0,001 мм).

Методика виконання експерименту

Методика визначення похибки позиціювання для трьох координат однакова. На столі 1 (рис. 5.3) верстата закріплюються опора 2 і набір 3 кінцевих мір довжини (далі – кінцевих мір). Вимірювальний індикатор годинникового типу 4 кріпиться на нерухомій частині верстата так, щоб

його вимірювальний штифт доторкався до крайньої кінцевої міри. Стрілка індикатора встановлюється на «0».

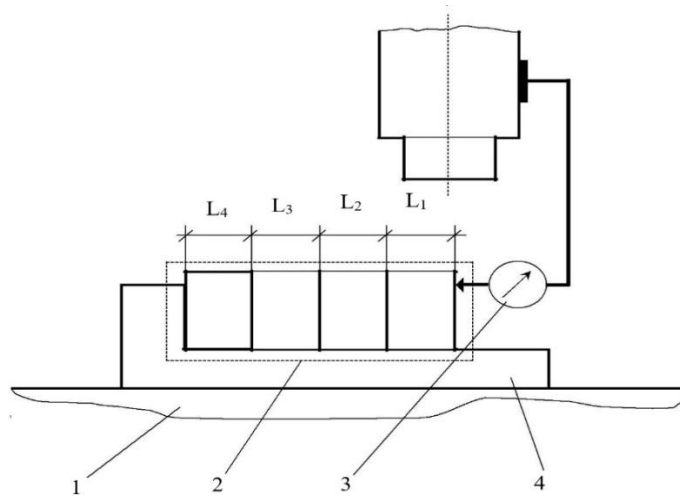


Рисунок 5.3 – Схема перевірки приводу подачі на точність позиціонування

Кінцеву міру знімають, і за допомогою пульта керування переміщують робочий орган на відстань, яка відповідає довжині знятої кінцевої міри. Після зупинки робочого органу визначають відхилення індикатора від нульової позначки. Перевірку виконують для усього набору кінцевих мір. Рекомендована кількість кінцевих мір – 4 шт.

Переміщення робочого органу здійснюють послідовно в покадровому режимі зі швидкістю подачі 1200 мм/хв.

Результати вимірювань записують у таблицю 5.1.

Методика опрацювання дослідних даних

1. За показами індикатора розраховуються середньоквадратичне відхилення S . Середньоквадратичне відхилення:

$$S = \sqrt{(\sum_{i=1}^n \Delta L_i^2)/n} \quad (5.1)$$

де ΔL_i – похибка i -го переміщення; n – кількість кінцевих мір.

2. Результати вимірювань порівнюються з паспортними даними верстата.
3. Результати обчислень заносяться в табл. 5.1.

Таблиця 5.1 – Результати визначення похибки

Координата	Похибки елементарних переміщень, мкм				Середньоквадратичне відхилення S , мкм	
	ΔL_1	ΔL_2	ΔL_3	ΔL_4	гранично-допустиме	фактичне
X					10	
Y					8	
Z					10	

Зміст звіту

У звіті повинні бути наведені: дата проведення, тема і мета роботи, гідравлічна схема привода подачі, схема вимірювань, результати вимірювань і розрахунків у вигляді таблиці та висновки.

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Призначення та сфера застосування верстатів з ЧПК.
2. Будова та принцип роботи гідроприводу подачі фрезерного верстата ЧПК моделі ЛТ-260Ф3.
3. Мета, зміст і послідовність вимірювань, виконуваних в даній роботі.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 6

ПНЕВМАТИЧНІ ЗАСОБИ АВТОМАТИКИ

Мета: Ознайомлення з пневматичними елементами автоматики, правилами побудови пневматичних схем і типовими для пневматики схемними рішеннями, розгляд умов виконання дій пневматичних елементів за положенням та за часом.

Теоретичні відомості

Автоматика – галузь науки і техніки, що охоплює теорію і практику побудови систем керування технічними процесами, які здійснюються без безпосередньої участі людини [1].

Електропневмоавтоматика – розділ автоматики, що охоплює теорію і практику побудови систем керування технічними системами на базі комбінованих пристроїв, що забезпечують перетворення різноманітних неелектричних, фізичних величин (переміщення, тиск, механічні напруження та ін.) в фізичні величини електричної напруги, струму, частоти та ін.

Відповідно до загальних принципів керування технологічними процесами автоматичне керування здійснюється на основі інформації, що отримується від різноманітних засобів автоматики (датчики, реле тощо).

Електропневмоавтоматика займає значне місце в автоматизації різноманітних технологічних процесів, особливо в харчовій промисловості та при складанні, сортуванні, пакуванні, клеймуванні, штампуванні виробів тощо.

Системи автоматики, в залежності від виконуваних функцій, поділяються на автоматичні системи контролю, керування і регулювання.

Технічні засоби автоматики слугують для отримання, передачі, перетворення і зберігання контрольної інформації, формування і передачі контрольної інформації, використання її для впливу на керований процес.

Електричні пристрої виконують в системах керування функції генерації і обробки сигналів [17].

Пневматичні пристрої виконують різноманітні завдання, пов'язані з поступальною або обертальною передачею навантаження, а саме: затискання, переміщення, позиціонування, орієнтація.

Незважаючи на надзвичайно велику сукупність різноманітних установок, автоматичних ліній, побудованих на основі пневмоавтоматики, всі вони можуть розглядатися як сукупність трьох окремих частин або блоків. Вони містять в собі вихідні пристрої, елементи, оброблювані сигнали і вхідні елементи, що забезпечують введення сигналів і зворотний зв'язок. В термінах апаратного забезпечення це означає, що для передачі

сигналів повинні існувати вхідні, процесорні, керівні і виконавчі пристрої. Загальні відомості про пневмопривод. Пневмоприводом називають сукупність пристроїв, призначених для надання руху машинам і механізмам за допомогою стиснутого газу. До складу пневмоприводу входять:

- джерело енергії робочого газу (компресор, який перетворює механічну енергію приводного двигуна в енергію стиснутого газу);
- об'ємний пневмодвигун (наприклад, пневмоциліндр, у якому енергія стиснутого газу перетворюється в механічну енергію вихідної ланки пневмоприводу);
- пневмоапарати – пристрої, призначені для зміни параметрів робочого газу (напрямку руху, тиску, витрати);
- пневмолінії (всмоктувальна, напірна, вихлопна);
- пневмомісткість (балон), призначена для зберігання робочого газу з метою його подальшого використання;
- кондиціонери робочого газу (фільтри, вологовіддільники, холодильники).

Пневмоприводи широко застосовуються в різноманітних галузях – верстатобудуванні, ливарному та ковальському виробництві, поліграфічній промисловості і на транспорті [18]. В автомобілях, автогрейдерів, одноковшових навантажувачів, наприклад, застосовується пневматичний привод гальм, що пояснюється його перевагами перед гідроприводом:

- невеликі втрати тиску в пневмолініях, внаслідок чого їх довжина може досягти кількох сот метрів;
- стиснуте повітря не утворює горючих і вибухонебезпечних сумішей, внаслідок чого пневмопривод можна застосувати там, де потрібні підвищені вимоги до пожежної безпеки;
- стиснуте повітря не забруднює навколишнього середовища.

Разом із тим пневмопривод має деякі недоліки:

- необхідно передбачити спеціальні системи мащення;
- висока стисливість повітря не забезпечує без додаткових заходів плавності і точності руху вихідної ланки пневмоприводу, якщо навантаження нестабільне;
- внаслідок великих витоків повітря ККД пневмоприводу менший від ККД гідроприводу;
- за однакових габаритів пневмодвигуни мають меншу потужність, ніж гідравлічні двигуни, що можна пояснити невеликим тиском повітря.

Основні параметри газу. Основними параметрами робочого газу, які визначають його стан, є тиск, густина, термодинамічна температура.

Тиск повітря в пневмоприводах, як правило, не перевищує 1 МПа, але в окремих випадках може досягати 10 МПа.

Густина повітря при температурі 20 °С й атмосферному тиску становить 1,253 кг/м³, а при підвищенні тиску до 0,4 МПа – 4,67 кг/м³.

Питомим об'ємом називають величину, обернену густині

$$V = \frac{W}{m} \text{ [м}^3\text{/кг]} \quad (6.1)$$

де t – температура за шкалою Цельсія, °С.

$$T = t + 273,15 \text{ [K]} \quad (6.2)$$

В'язкість газу, тобто здатність чинити опір силам зсуву, на відміну від рідини, збільшується при підвищенні температури ($\nu_0 = 13,3 \text{ мм}^2\text{/с}$; $\nu_{20} = 15,1 \text{ мм}^2\text{/с}$; $\nu_{50} = 17,8 \text{ мм}^2\text{/с}$; $\nu_{100} = 23,2 \text{ мм}^2\text{/с}$).

Умовні позначення основних елементів і принципові схеми пневмоприводів. Умовні позначення основних елементів пневмо- і гідроприводів дуже схожі. Є деякі відмінності в позначеннях насоса (Н) і

компресора (КМ), а також специфічні позначення елементів, які застосовуються лише в пневмоприводах. На рис. 6.1 позначено: КМ – компресор; МО – масловіддільник; РС – балон, ресивер; ВН1 і ВН2 – вентилі; ДК – дросель із зворотним клапаном; Р – пневморозподільник; Ц – пневмоциліндр [19].

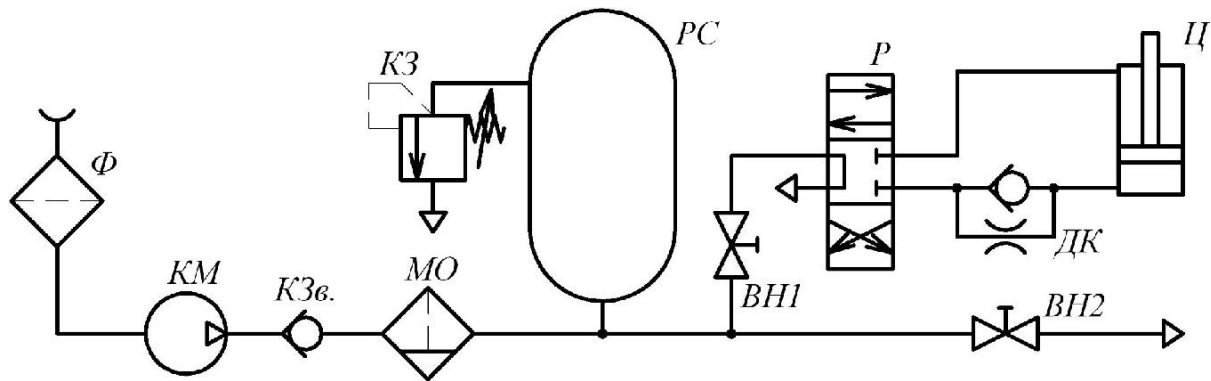


Рисунок 6.1 – Схема пневмоприводу

Компресори і пневмоциліндри. Компресором називають машину, призначену для стиснення і нагнітання газу. В пневмоприводах гальмівних систем автомобілів та дорожніх машин найчастіше застосовуються повітряні поршневі компресори. На рис. 6.2 зображено схему двоциліндрового компресора з пристроєм для його відключення, якщо тиск повітря в пневмосистемі стане більшим від максимально допустимого.

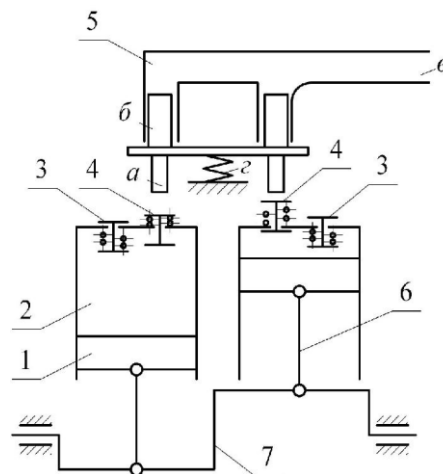


Рисунок 6.2 – Схема двоциліндрового компресора

На рис. 6.2 позначено: 1 – поршень компресора; 2 – циліндр; 3 – нагнітальний клапан; 4 – всмоктувальний клапан; 5 – пристрій для відключення компресора, в якому а – штанга; б – плунжер; в – канал, по якому надходить стиснуте повітря від регулятора тиску; г – пружина; 6 – шатун; 7 – колінчастий вал компресора.

При обертанні колінчастого вала 7 відбувається зворотно-поступальний рух поршнів 1 у циліндрах 2 компресора. Коли поршень рухається вниз, у циліндрі виникає вакуум, відкривається всмоктувальний клапан 4 і повітря заповнює порожнину циліндра. Якщо поршень рухається вгору, тиск у робочій камері циліндра зростає, внаслідок чого спочатку закривається впускний клапан 4, а потім відкривається випускний клапан 3 і повітря з порожнини циліндра виштовхується в нагнітальну пневмолінію (на рис. 6.2 не показано), а далі – в балон РС (див. рис. 6.1).

Між балоном і компресором встановлюють регулятор тиску (рис. 6.3), основними елементами якого є корпус 1, дві кульки 3 і 4 та пружина 6. Поки тиск повітря в балоні не перевищуватиме 0,7 - 0,75 МПа, пружина 6 за допомогою штанги 5 притискуватиме кульки 3 і 4 до отвору, через який повітря з балона може надходити до каналу 2.

Якщо тиск у балоні перевищуватиме 0,7 - 0,75 МПа, то кульки 3 і 4 опустяться вниз, стискаючи пружину 6. Повітря з балона по каналах 2 і 8 через регулятор тиску надходитиме до компресора. Під дією тиску повітря плунжери б (див. рис. 6.2), стискаючи пружину г, опустяться вниз, штанги а натиснуть на впускні клапани 4 і триматимуть їх відкритими. Отже, компресор не нагнітатиме повітря в балон. Якщо тиск у пневмосистемі знизиться, то пружина 2 підніме штанги а, звільняючи впускні клапани 4. Компресор знову нагнітатиме повітря в балон [20].

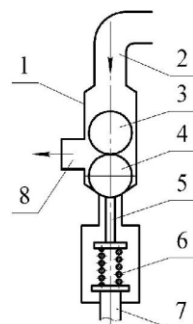


Рисунок 6.3 – Регулятор тиску

У пневмориводах застосовуються мембранні та поршневі пневмоциліндри, будова яких така сама, як і гідроциліндрів.

Ресивер. Для стабілізації тиску повітря за компресором встановлюється ресивер. Ресивер стиснутого повітря вирівнює коливання тиску при доборі повітря із системи. Коли тиск у ресивері падає нижче заданого рівня, варто врахувати кількість пусків і зупинок приводного двигуна компресора. Через знос устаткування кількість таких вмикань обмежена і складає від 6 до 10 разів на годину. Для компресора об'єм ресивера в м³ розраховується за формулою:

$$V_{RES} = \frac{15 \cdot V_{EF} \cdot p}{Z_S \cdot \Delta p} \quad (6.3)$$

де V_{EF} – ефективна подача в систему в м³/хв;

p – робочий тиск в барах;

Z_S – кількість вмикань в годину;

Δp – перепад тиску між перемиканнями в барах.

Пристрої та обладнання

Елементи, що використовується для побудови пневматичної принципової схеми (рис. 6.4).

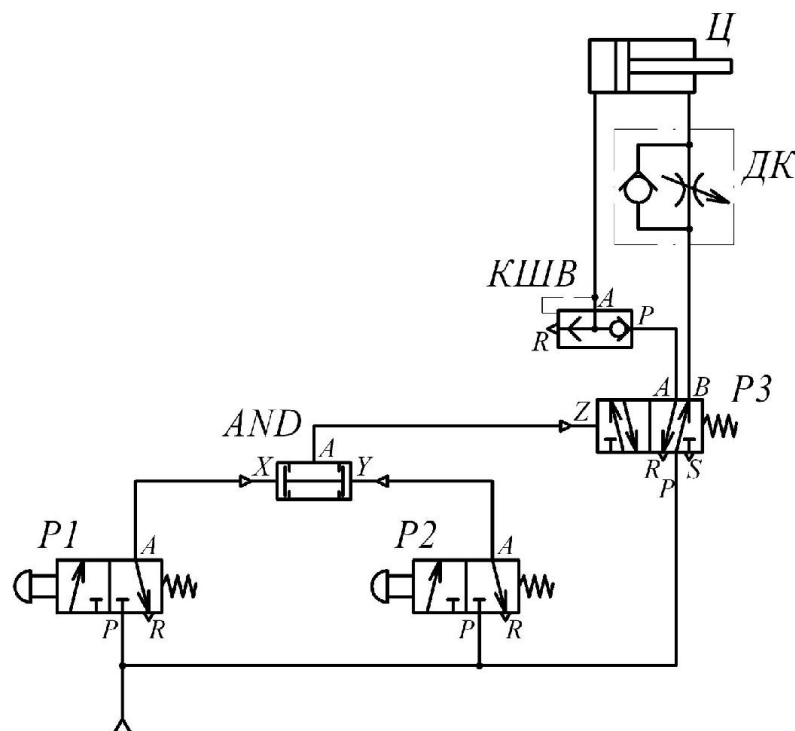
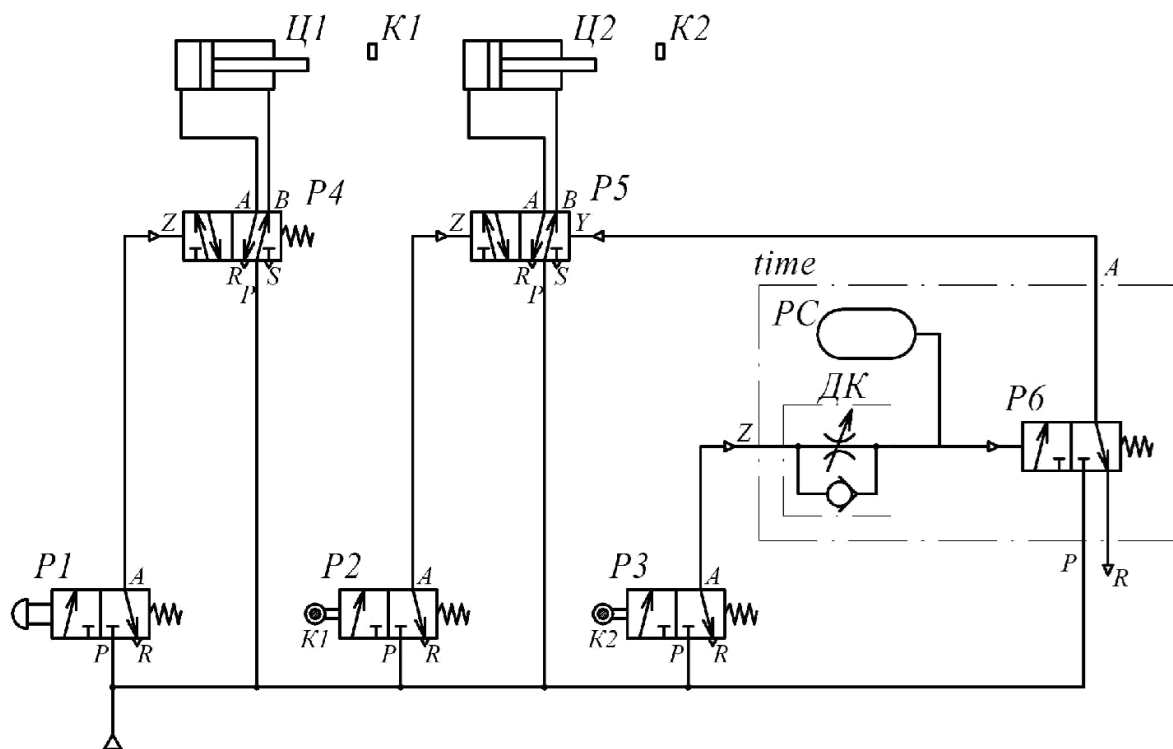


Рисунок 6.4 – Пневматична принципова схема

- Елементи, що використовується для побудови пневматичної
принципової схеми (рис. 6.5).

- Пневматична схема на рис. 6.5 може використовуватися, наприклад, як пневматичний вузол установки напівавтоматичного зварювання.



50

Методика виконання роботи

1. Скласти на стенді пневматичні схеми згідно з рисунками 6.4-6.5.
2. Перевірити відпрацювання робочого циклу для кожної схеми.
3. Розглянути на стенді можливі несправності та виправити їх.
4. Дати детальний опис роботи кожної схеми.
5. Проаналізувати отримані результати і оформити висновки.

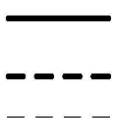
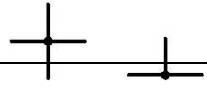
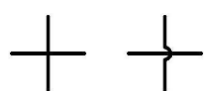
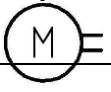
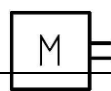
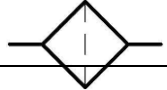
Зміст звіту

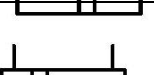
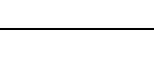
У звіті повинні бути наведені: дата виконання роботи, тема і мета роботи, короткі теоретичні відомості, пневматичні принципові схеми, перелік застосованих елементів, результати детального опису роботи схем і висновки.

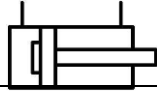
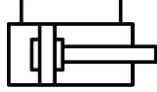
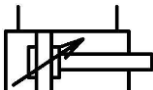
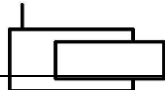
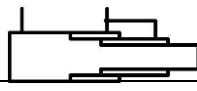
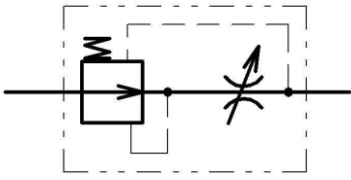
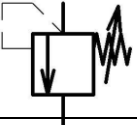
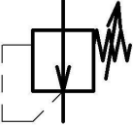
КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

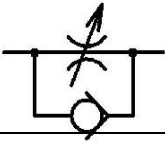
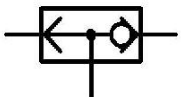
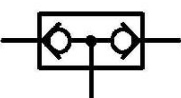
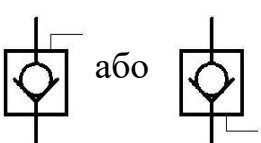
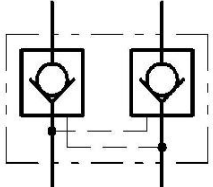
1. Задачі автоматики. Призначення пневматичних пристроїв у виконанні цих задач.
2. Сфера застосування, принцип дії і склад пневмоприводу.
3. Переваги і недоліки пневмоприводу у порівнянні з гідроприводом.
4. Умовні позначення основних елементів і принципові схеми пневмоприводів.
5. Основні параметри газу.
6. Компресори. Принцип роботи двоциліндрового компресора.
7. Опис роботи схем пневмоприводів, що складаються на стенді.

Таблиця А. Символи і умовне позначення деяких елементів об'ємного гідроприводу

Найменування елемента гідроприводу	Символ, що використовуються для умовного позначення
1	2
Напірна гідролінія (джерело тиску), зливна гідролінія	
Гідролінії: основна (робочі, напірні, зливні, всмоктувальні), керування, дренажна (відведення витоків)	
Гнучка гідролінія (рукав високого тиску)	
З'єднання гідроліній	
Гідролінії, що перетинаються (без з'єднання)	
Резервуар (гідробак)	
Акумулятор (без вказання принципу дії)	
Електродвигун	
Тепловий двигун	
Фільтр	
Охолоджувач	
Нагрівач	

1	2
Насоси: постійної подачі нереверсивний,	
постійної подачі реверсивний,	
регульований реверсивний	
Гідромотори: нерегульований нереверсивний,	
нерегульований реверсивний,	
регульований реверсивний	
Гідродвигун неповноповоротний	
Гідроциліндри поршневі: односторонньої дії,	
односторонньої дії з пружинним поверненням,	
двосторонньої дії з одностороннім штоком,	
двосторонньої дії з двостороннім штоком,	
диференційний,	

1	2
з одностороннім демпфуванням поршня в кінцевому положенні,	
з демпфуванням поршня в кінцевих положеннях,	
з регульованим демпфуванням поршня в кінцевих положеннях	
Гідроциліндр плунжерний	
Гідроциліндр телескопічний	
Гідравлічні опори: дросель (витрата залежить від в'язкості рідини),	
діафрагма (витрата не залежить від в'язкості рідини)	
Дросель регульований	
Дволінійний регулятор витрати	 або 
Клапани тиску: напірний,	
редукційний	

1	2
Ділильник потоку	
Суматор потоку	
Гідророзподільник чотирилінійний трипозиційний (4/3) з ручним керуванням і автоматичною фіксацією середнього положення	
Клапан зворотний ненавантажений	
Клапан зворотний з пружинним навантаженням	
Дросель зі зворотним клапаном	
Клапан з логічною функцією «або»	
Клапан з логічною функцією «і»	
Клапан зворотний керований односторонній (гідрозамок односторонній)	
Клапан зворотний керований двосторонній (гідрозамок двосторонній)	
Вимірювальні прилади: манометр,	

Продовження таблиці А

1	2
термометр,	
Витратомір	

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Гідропневмоавтоматика: конспект лекцій для здобувачів першого (бакалаврського) рівня освітньо-професійної програми «Металорізальні верстати та системи» галузь знань 13 Механічна інженерія спеціальності 131 Прикладна механіка денної та заочної форм навчання / уклад. Н.М. Гулієва. Луцьк: Луцький НТУ, 2021. 100 с.
2. Гідропневмоавтоматика: методичні вказівки до лабораторних занять для здобувачів першого (бакалаврського) рівня освітньо-професійної програми «Металорізальні верстати та системи» галузь знань 13 Механічна інженерія спеціальності 131 Прикладна механіка денної та заочної форм навчання / уклад. Н.М. Гулієва. Луцьк: Луцький НТУ, 2019. 60 с.
3. Гідравліка: методичні вказівки до практичних занять для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти освітньо-професійної програми «Прикладна механіка» галузь знань 13 Механічна інженерія спеціальності 131 Прикладна механіка денної та заочної форм навчання / уклад. Н.М. Гулієва. Луцьк: Луцький НТУ, 2020. 62 с.
4. Гідравліка, гідро- та пневмопривід: методичні видання до самостійної роботи для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти галузі знань 13 Механічна інженерія ОП «Прикладна механіка» спеціальності 131 Прикладна механіка денної та заочної форм навчання / уклад. Н.М. Гулієва. Луцьк: Луцький НТУ, 2022. 92 с.
5. Іванчук Я.В., Іскович-Лотоцький Р.Д. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи: навчальний посібник. Ч. 1. Основні закони, рівняння і визначення. Вінниця: ВНТУ, 2019. 183 с.
6. Гулієва Н., Пастернак В., Самчук Л. Особливості роботи гідроциліндра захватного органу. The XII International Science Conference «Advances in Technology and Science», March 16 – 19, 2021, Berlin, Germany. P. 271-272.
7. Ефективність гідроциліндрів при роботі маніпулятора крокового типу / Н.М. Гулієва, Л.М. Самчук, В.В. Пастернак // Збірник тез доповідей

Міжнародної наукової інтернет-конференції «Інформаційне суспільство: технологічні, економічні та технічні аспекти становлення» (м. Тернопіль, 9 лютого 2021 р.). Випуск 55, Тернопіль, 2021. С. 11-12.

8. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи : конспект лекцій / укладачі Е. В. Колісніченко, А. С. Мандрика, В. О. Панченко. Суми : Сумський державний університет, 2021. 176 с.

9. Гришко І.А., Зілінський А.І. Об'ємні гідро- пневмомашини і гідропередачі: лабораторний практикум : навчальний посібник. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2022. 36 с.

10. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи : метод. вказ. до лаб. роб. для студ. всіх форм навчання за спец. 274 – Автомобільний транспорт / уклад. : Т. В. Руденко, Ю. В. Кулешков. Кропивницький : ЦНТУ, 2023. 50 с.

11. Гулієва Н., Пастернак В., Самчук Л. Особливості роботи гідроциліндра захватного органу. The XII International Science Conference «Advances in Technology and Science», March 16 – 19, 2021, Berlin, Germany. P. 271-272.

12. Грибок Н.О., Батюк Д.Р. Прогресивні опозитні поршневі компресори / І Всеукраїнської науково-практичної конференції здобувачів вищої освіти, аспірантів та молодих вчених «Актуальні питання сталого науково-технічного та соціально-економічного розвитку регіонів України» 19-21 жовтня 2021 року, Запоріжжя, 2021. С. 199-200.

13. Батюк Д. Аналіз гідравлічних штампувальних пресів. / Тези І студентської науково-технічної конференції факультету транспорту та механічної інженерії «Інноваційні технології в транспорті та механічній інженерії». Луцьк: ЛНТУ. 2021. С. 9-11.

14. Гідравліка, гідро- та пневмопривід: конспект лекцій для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти галузі знань 13 Механічна інженерія ОП «Прикладна механіка» спеціальності 131 Прикладна механіка денної та заочної форм навчання / уклад. Н.М. Гулієва. Луцьк: Луцький НТУ, 2021. 104 с.

Г46

Гідропневмоавтоматика Методичні вказівки до виконання лабораторних занять для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти, галузі знань 13 Механічна інженерія, ОП «Металообробне обладнання та роботизовані виробничі системи», спеціальності 131 Прикладна механіка, денної та заочної форм навчання / уклад Н. ГУЛІЄВА – Луцьк: ЛНТУ, 2025. – 60 с.

Комп'ютерний набір

Н. ГУЛІЄВА

Редактор

Н. ГУЛІЄВА

Підп. до друку 2025р.

Формат 60x84/16. Папір офс. Гарнітура Таймс.

Ум. друк. арк. ____ . Обл.-вид. арк. ____

Тираж ____ прим. Зам. 1.

Відділ іміджу та промоції

Луцького національного технічного

університету 43018 м. Луцьк, вул.

Львівська, 75

