

Міністерство освіти і науки України

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ УНІВЕРСИТЕТ

Механічний факультет

Кафедра будівельних і дорожніх машин ім. А. М. Холодова

Методичні вказівки до вивчення дисципліни

«Гідравліка, гідропневмопривод». Частина 2 – «Гідропневмопривод»
(Лекції 1 – 5)

рівень підготовки

бакалавр

галузь знань

13 – Механічна інженерія

спеціальність

133 – Галузеве машинобудування

Затверджено радою механічного факультету,
протокол № 1 від 09.09.2022 р.

Харків ХНАДУ 2022

Основою для складання методичних вказівок є навчальний план ХНАДУ, в який входить дисципліна «Гідравліка, гідропневмопривод (частина 2 – гідропневмопривод)» підготовки бакалаврів в галузі знань 13 - Механічна інженерія, спеціальності 133 - Галузеве машинобудування, за освітньою програмою - Галузеве машинобудування, яка розроблена на кафедрі БДМ ім. А.М. Холодова. Цим планом передбачається проведення 16 лекційних занять. Метою проведення теретичних занять є ознайомлення студентів с основними законами та рівняннями, конструкціями гідропристроїв, методиками їх розрахунків на основі використання основних законів і рівнянь для визначення зусиль, витрат та втрат робочої рідини, визначення вихідних параметрів та ККД гідропристроїв, зокрема насосів, гідроциліндрів, гідромоторів та гідророзподільників. Також розглянуті методики розрахування швидкості гідроциліндрів і гідромоторів при застосуванні дросельного та машинного способів регулювання витрати робочої рідини

В основі складання лекцій є сучасні інформаційні видання та учбово-методична література провідних вітчизняних та закордонних фахівців, попередній досвід викладання дисциплін в ХНАДУ, пов'язаних з об'ємним гідроприводом та гідро пневмоавтоматикою, методика навчання фірми «Festo Didactic» (Hydraulics course for vocational training Instructors manual – курс гідравліки для професійного навчання, інструкція викладача).

Видання складається з 4 частин. Частина 1 (лекції 1 – 5).

Укладач: Г. А. Аврунін

Рецензент: О.В. Щербак

Кафедра будівельних і дорожніх машин ім. А. М. Холодова. ХНАДУ – 45 с.

ВСТУП

Наведені лекції спрямовані на формування інженерних знань при вивченні об'ємних гідропневмоприводів (ОГП) та гідропневмоавтоматики (ГПА) будівельних та дорожніх машин (БДМ) для забезпечення сучасного технічного рівня і конкурентоспроможності проєктованих механізмів і машин. Мета справжніх вказівок – ознайомлення студентів з конструкціями гідроприсроїв, методиками їх розрахунку та аналізом їх результатів. Отримані навички можуть бути застосовані при виконанні спеціальних завдань в бакалаврських та магістерських дипломних роботах.

Перша частина курсу містить 5 лекційних занять (лекції 1 – 5).

При проведенні лекційних занять студенти знайомляться з теоретичним основами об'ємних гідропневмоприводів, конструкціями окремих гідроприсроїв, робочими рідинами та засобами їх кондиціонування, розрахунками параметрів та ККД гідравлічних машин, позначеннями гідропневмоприсроїв, гідравлічними та пневматичними принциповими схемами гідропневмоприводів.

Особлива увага в лекційному курсі приділена сучасній термінології гідропневмоприсроїв, ознайомленню з вітчизняними та міжнародними стандартами, зокрема з ДСТУ ISO 4413:2002 (Гідроприводи об'ємні. Загальні правила застосування).

ЗМІСТ

Лекція 1. Вступ (історичний процес розвитку гідропневмопривода). Види енергії робочої рідини. Структурна схема та принцип дії автоматичної коробки передач з комплексним гідротрансформатором (відеофільм).....	5
Лекція 2. Структурна схема об'ємного гідропривода. Гідравлічна потужність. Закон Паскаля і рівняння нерозривності для робочої рідини. Одиниці тиску та витрати робочої рідини.....	17
Лекція 3. Методика розрахунку об'ємного гідропривода підйомника. Основне рівняння гідростатики.....	23
Лекція 4. Основні властивості робочих рідин.....	28
Лекція 5. Режим течії робочої рідини. Розрахунок витрати, втрат тиску і витоків робочої рідини.....	35
Перелік джерел інформації.....	44

Лекція 1. Вступ (історичний процес розвитку гідропневмопривода). Види енергії робочої рідини. Структурна схема та принцип дії автоматичної коробки передач з комплексним гідротрансформатором (відеофільм)

План лекції

1. Вступ (історичний процес розвитку гідропневмопривода).
2. Види енергії робочої рідини – потенційна, кінематична, енергія тиску.
3. Приклади застосування гідропневмоприводів в БДМ (відеофільми).
4. Структурна схема та принцип дії автоматичної коробки передач з комплексним гідротрансформатором (відеофільм).
5. Рекомендована література до курсу.

Коротка історія розвитку об'ємного гідропривода

Технічний прогрес об'ємного гідропривода (ОГП) проявляється в безперервному розширенні його можливостей шляхом набуття гідрофікованими машинами і механізмами більш прогресивних властивостей і характеристик, таких як ККД, реалізація режимів енергозбереження, надійність, швидкодія та точність позиціонування, здатність функціонування в критичних експлуатаційних умовах за температурою робочої рідини (РР), навколишнього повітря та ін. Досягнення необхідних від гідропривода параметрів залежить від можливостей його роботи на підвищених навантаженнях (тисках), частотах обертання і температурах, що значною мірою визначається рівнем технології виготовлення, методик розрахунку, матеріалів і комплектуючих вузлів (антифрикційних матеріалів, ущільнень, РР, електроніки, датчиків, підшипників, рукавів високого тиску та ін.). ОГП є однією з галузей машинобудування, що найбільш динамічно розвивається як з точки зору кількісних показників, так і підвищення технічного рівня. Сучасний етап розвитку ОГП характеризується насамперед масовістю його виробництва в багатьох країнах світу, автоматизацією виробничих процесів гідрофікованих машин за рахунок використання досягнень електрогідроавтоматики, пошуком енергозберігаючих рішень на основі використання насосів і гідромоторів з регульованим робочим об'ємом, розширенням температурного діапазону РР, широкою стандартизацією гідравлічних компонентів, зниженням рівня шуму і, звичайно, зниженням металоємності гідромашин і гідроапаратів. Відбувся досить чіткий розподіл гідрообладнання на виробниці, призначені для використання в мобільному секторі машинобудування і стаціонарних машинах та установках, утворилися досить стійкі зв'язки між виробниками гідрофікованого обладнання та виробниками гідравлічних компонентів, накопичився великий досвід експлуатації такого обладнання,

визначилися переваги і недоліки ОГП, а також перспективи і завдання, які потребують вирішення для подальшого розвитку цієї галузі машинобудування.

Тому систематизація та аналіз досягнень і проблем сучасного ОГП впливають на формування актуальних завдань для конструкторів і вчених, відкривають для споживачів широкі можливості підбору гідрообладнання і є стимулом для розвитку вітчизняної конкурентоспроможної промисловості.

Світова історія розвитку гідропривода і гідравлічних передач налічує дещо більше 100 років. Вже на першій автомобільній виставці в Берліні в кінці XIX століття демонструвався автомобіль з ОГП, а під час першої світової війни ОГП застосовувався на танках.

Однак ОГП не набули поширення на автомобілях через складність конструкції, високу вартість, жорсткі характеристики і низький ККД, що викликав великий нагрів гідросистеми. Як альтернатива ОГП в автомобілебудуванні стали використовуватися гідромеханічні передачі, що поєднують гідродинамічні (гідротрансформатори), механічні передачі і системи керування, завдяки яким досягнуто автоматичне перемикання передач і тому такого типу коробки передач стали класифікуватися як автоматичні. Гідротрансформатори вперше набули поширення на суднових двигунах при переході з парових поршневих машин до швидкохідних турбін.

Завдяки впровадженню автоматичних коробок передач вдалося підвищити надійність і довговічність агрегатів автомобіля, спростити його керування за рахунок вилучення педалі зчеплення і необхідності постійного користування перемикачем передач, поліпшити комфортабельність їзди, забезпечити легкість навчання водія та ін. На сьогодні автоматичними коробками передач забезпечені в США до 85...90 % легкових автомобілів, майже всі міські автобуси і значна частина вантажних автомобілів, в Європі і Японії до 25...30 % легкових автомобілів. В керуванні автоматичною коробкою передач істотну роль відіграють пристрої ОГП, у тому числі гідро- і електрогідроавтоматики (насоси, гідророзподільники з електромагнітним, в тому числі пропорційним керуванням, гідроклапани тиску, фільтри і теплообмінні апарати).

У 1933 р. професором І.І. Куколевським був проаналізований зарубіжний досвід у галузі гідропередач об'ємного (гідростатичного) і гідродинамічного принципу дії (табл. 1) і поданий перспективний прогноз їх розвитку:

1. Гідропередачі почали розвиватися, починаючи з 1914 р.;

2. Всі гідропередачі класифікувалися як гідродинамічні трансформатори, в тому числі:

- 2.1. Поршневі гідропередачі та гідропередачі на базі пластинчастих (лопатних) насосів і гідромоторів;

- 2.2. Комбіновані гідротрансформатори на базі поршневих, пластинчастих і шестеренних гідромашин у будь-яких комбінаціях;

- 2.3. Лопатні гідротрансформатори на базі комбінацій відцентрового насоса і турбіни.

Оцінка технічного рівня гідропередач у 1933р.
(у балах), викладена в сучасній термінології

Тип гідромашин	Надійність	ККД, %	Регульованість і пристосованість	Маса
Пластинчасті	4	70...80	3	4
Радіальнопоршневі	2	78...83	1	2
Аксіальнопоршневі	3	70...80	–	1;2
Гідродинамічні: трансформатори; муфти	1	80...84 97	2	0,8

Серед об'ємних гідромашин перевага віддавалася радіально-поршневим одноциклової (ексцентрикової) і багатоциклової (багатоходової) дії. Перспективними для ОГП вважалися такі галузі: для верстатобудування пластинчасті і поршневі гідромашини потужністю до 36 кВт; регульовані насоси для ковальсько-пресового обладнання; гідропередачі нероздільного виконання для тепловозів і різноманітних допоміжних стаціонарних і суднових установок потужністю до 150...300 кВт, що обслуговують механізми зі змінним режимом або періодичною роботою. Для тепловозів і суднових силових установок прогнозувався пріоритет гідродинамічних передач (гідротрансформаторів і гідромуфт).

Таким чином, були визначені напрямки та галузі використання гідроприводів об'ємного і гідродинамічного типів. Прогноз не виправдався лише щодо ролі аксіальнопоршневих гідромашин, оскільки останні за технічним рівнем, у тому числі можливостями регулювання, і обсягом виробництва, займають сьогодні першорядне місце як у стаціонарних, так і в ОГП мобільних машин. Радіальнопоршневі насоси та гідромотори також набули широкого розповсюдження, але мають більш локальні сфери застосування в порівнянні з аксіальнопоршневими. Якщо за тиском сучасні радіальнопоршневі насоси в ряді випадків перевищують аксіальнопоршневі (номінальні значення досягають 50...70 МПа проти 32...50 МПа), то за швидкісними й енергетичними показниками поступаються. Високомоментні радіальнопоршневі гідромотори одноциклової і багатоциклової дії також мають сьогодні високий технічний рівень, широко використовуються як мотор-колеса в транспортних тягових машинах, приводах обертання лебідок кранів для різних галузей, стаціонарних приводах обертання, але часто поступаються за застосуванням у мобільних машинах аксіальнопоршневим швидкохідним гідромоторам в комбінації з циліндричними і планетарними редукторами або коробками передач.

У 30-і роки найбільшого поширення набули аксіальнопоршневі гідромашини з похилим диском і радіальнопоршневі ексцентрикового (одноциклового) і багатоциклового принципу дії. Слід відзначити появу в цей період ОГП потужністю близько 1000 кВт і освоєння робочих тисків до 10...20 МПа, а ККД гідропередач досягав 82 %. Наприклад, аксіальнопоршневі гідропередачі в британському флоті мали потужність до 400 кВт при ККД до 78...81 %. Одним з основних висновків доповіді з'явилася констатація відсутності у радянському довоєнному машинобудуванні досвіду в галузі створення гідравлічних передач.

Наступні 30 років дали суттєвий крок у розвитку ОГП і до 60-х рр. за кордоном досягнуті:

- робочий тиск аксіально- і радіальнопоршневих гідромашин до 40...52 МПа;
- підвищення довговічності гідромашин з 500 до 3000 годин;
- потужність гідромашин до 4500 кВт. Наприклад, аксіально-поршневий насос типу 300АНД англійської фірми «Віккерс» при робочому об'ємі 22 дм³ і частоті обертання 400 хв⁻¹ мав подачу РР 8615 л/хв і потужність 4478 кВт при тиску 21 МПа, масу 19500 кг, відношення маси до потужності 4,35 кг/кВт;
- максимальна частота обертання аксіальнопоршневих гідромашин до 2000...12000 хв⁻¹ залежно від робочого об'єму;
- створені високомоментні тихохідні радіальнопоршневі гідромотори одноциклової і багатоциклової дії з робочим об'ємом до 250 000 см³;
- зниження металоємності, наприклад, для аксіальнопоршневих гідромашин питома потужність у порівнянні з 1975 р. знижена більш ніж у 3 рази (табл. 2).

Таблиця 2

Технічний рівень аксіальнопоршневих гідромашин

Тип гідромашини:	Відношення маси до потужності, кг/кВт:		
	до 1960 р.	до 1975 р.	2022 р.
З постійним робочим об'ємом (мотор-насоси)	0,65...1,6	0,25...0,66	0,08...0,15
Насоси з регульованим робочим об'ємом	2,4...4,0	0,8...1,3	0,21...0,31

Особливу увагу почали приділяти очищенню РР, як одному з основних факторів підвищення довговічності і надійності ОГП. При цьому слід відзначити те, що зниження маси гідромашин для мобільної техніки супроводжувалося при їх безперервному агрегуванні пристроями для забезпечення функціонування в замкненому ланцюзі циркуляції РР, включаючи запобіжні і антикавітаційні клапани, насос підживлення, «промивний» гідророзподільник, регулятори різного функціонального призначення, гідроапарати запобігання роботі в режимі постійного відкриття запобіжних клапанів основних магістралей, контрольні точки для

можливості вимірювання тиску. Агрегатування гідромашин дозволяло ще більше знизити металоємність ОГП.

Застосування ОГП у машинах для земляних робіт почалося в 30-х рр. минулого сторіччя як допоміжних пристроїв для керування механічними силовими приводами, зокрема, для включення фрикційних муфт і гальм лебідок канатних систем робочого обладнання. Після другої світової війни почалося більш широке впровадження ОГП в землерийно-транспортних машинах. Однак низький рівень тисків і залежність коефіцієнта кінематичної в'язкості РР від температури обмежували можливості створення ефективних конструкцій і експлуатації машин з ОГП в різних кліматичних зонах. Результатом творчості конструкторів, технологів і матеріалознавців стало створення ОГП на тиск до 20 і потім до 40...50 МПа, що містять надійні ущільнення, раціональні системи керування і захисту від перевантажень, РР для експлуатації в різних кліматичних зонах і засоби їх кондиціонування. Вже в 70-х рр. в екскаваторах став широко використовуватися ОГП для гусеничного і колісного ходу і технологічного устаткування.

Інтенсивного розвитку виробництво комплектуючих для ОГП досягли в 70–80 рр. у зв'язку із закупівлею колишнім СРСР ліцензій на гідромашини, гідророзподільники та змащувальні системи.

До основних переваг ОГП відносять можливість забезпечення безступінчатого і широкого діапазону регулювання швидкості гідродвигуна, високу швидкодію, можливість створення великих лінійних зусиль за допомогою гідроциліндрів, можливість забезпечення «гнучкого» зв'язку з приводним двигуном насоса і гідродвигуном за рахунок застосування рукавів високого тиску. До недоліків ОГП слід віднести більш низькій ККД в порівнянні з механічними і гідродинамічними передачами, підвищений рівень шуму, зовнішні витoki РР призводять до забруднення навколишнього середовища та фінансових втрат, складність експлуатації в широкому температурному діапазоні через зміну в'язкості РР і необхідності її ретельного очищення для підтримки високого рівня надійності.

Приклади успішного застосування ОГП:

– підйом атомного підводного човна із дна Баренцевого моря за допомогою 26 гідроциліндрів зусиллям по 9000 кН кожен;

– експлуатація судновісної камери на гідроелектростанції для забезпечення за допомогою ОГП проведення суден через греблю висотою 124 м. ОГП включає 156 гідромоторів з робочим об'ємом 16 дм³, загальною потужністю 14400 кВт і крутним моментом 6300 кН.м при перепаді тисків 16 МПа;

– сільськогосподарські колісні трактори і будівельно-дорожні машини з двопотоковими об'ємно-гідромеханічними безступінчас-тими трансмісіями;

– трансмісії збиральних комбайнів вітчизняного та імпорного виробництва («Славутич-9м», «Обрій», «John Deere» та ін.), оснащені ОГП на базі аксіальнопоршневих гідромашин;

– будівельні, дорожні машини і трактори, підйомні крани і трубоукладальники, машини для підземного горизонтально-направленого буріння, гірниче обладнання;

- верстати, ливарне і ковальсько-пресове обладнання;
- обладнання для авіації, ракет, судів і військової техніки.

Нинішній стан ОГП характеризується періодом інтенсивного розвитку – світове виробництво гідропневмопристроїв у 2010р. досягло \$34,3 млрд, у тому числі гідравлічних \$24,6 млрд (71,7 %) і \$9,7 млрд пневматичних. Наприклад, тільки в Європі гідромотори виробляють більше 80 фірм в номенклатурі більше 300 типів, у тому числі аксіальнопоршневих, шестеренних зовнішнього і внутрішнього зачеплення, радіальнопоршневих одноциклової і багатоциклової дії, пластинчастих та інших типів.

До сучасних досягнень ОГП відносять створення:

- аксіальнопоршневих насосів і гідромоторів з похилим диском і швидкохідних аксіальнопоршневих гідромоторів з похилим блоком циліндрів на тиск до 52 МПа;
- шестеренних насосів із внутрішнім зачепленням фірми «Eckerle» (ФРН) на максимальний тиск 40 МПа і мінімальним рівнем шуму (55 дБА);
- малогабаритних шестеренних високомоментних гідромоторів героторного (орбітального) типу;
- радіальнопоршневих насосів і гідромоторів одноциклової дії (ексцентрикових) з безшатунною кінематикою поршневих груп і досягнення тисків до 80 МПа;
- високомоментних тихохідних радіальнопоршневих гідро-моторів багатоциклової дії на тиск до 35...45 МПа з мініатюрними поршневыми групами, що включають опорні ролики і працюють одночасно в режимі тертя ковзання по поршнях і кочення по профільованому кулачку (копіру);
- гідромашин з регульованим робочим об'ємом, в тому числі з автоматичними регуляторами сталості потужності і тиску, і регуляторами дистанційного принципу дії на базі пристроїв електрогідроавтоматики. Регульовані аксіальнопоршневі гідромашини є основою для створення сучасних двопотокових гідромеханічних передач колісних тракторів, забезпечуючи високий ККД у широкому діапазоні швидкостей пересування;
- швидкохідних шарикопоршневих гідромашин, на базі яких створені моноблочні ОГП для роботи у складі двопотокових гідромеханічних трансмісій важких гусеничних машин.

Ресурс роботи практично всіх типів гідромашин сягає 5...8 тис. годин і до 20 тис. годин гідромашин авіаційної техніки.

Види енергії робочої рідини

Закон збереження енергії для струминки ідеальної рідини (рідина, що не має в'язкості) або рівняння Бернуллі має таку форму запису

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} = \text{const, м}, \quad (1)$$

де z – нівелірна висота або геометричний напір, м,

p – тиск, Па,

γ – питома вага рідини, Н/м³,

$\frac{p}{\gamma}$ – п'єзометрична висота або п'єзометричний напір, м,

v – швидкість перебігу (течії) рідини, м/с,

$\frac{v^2}{2g}$ – швидкісна висота або швидкісний напір, м,

g – прискорення вільного падіння, м/с²,

тобто сума трьох висот (нівелірної, п'єзометричної і швидкісної) уздовж струминки є постійною, а тричлен вигляду

$$z + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} = H, \text{ м}, \quad (2)$$

називається повним напором (позначають висотою H).

Рівняння Бернуллі для тиску одержують шляхом множення рівняння (1) на питому вагу рідини

$$z_1 \cdot \gamma + p_1 + \gamma \frac{v_1^2}{2g} = z_2 \cdot \gamma + p_2 + \gamma \frac{v_2^2}{2g} = \text{const, Па}, \quad (3)$$

де $z \cdot \gamma$ – ваговий тиск, Па,

p – гідромеханічний тиск (або просто тиск), Па,

$\gamma \frac{v^2}{2g} = \rho \frac{v^2}{2}$ – динамічний тиск, Па,

ρ – щільність РР, кг/м³.

Ці три складові тиску є трьома видами механічної енергії рідини – потенційної, тиску і кінетичної, та мають практичне застосування в різних машинах і механізмах.

Потенційна енергія (або енергія положення) використовується на гідроелектростанціях для обертання водяних гідротурбін радіальноосьового

(Френсіса) або поворотноголопатевого (Каплана) типів. При цьому розрізняють верхній і нижній б'єфи води, які й створюють різницю (перепад) висот для отримання потенційної енергії, а гідротурбіна завжди знаходиться під рівнем води.

Кінетична енергія використовується на практиці в ковшових гідротурбінах (Пельтона), в яких вода падає на ковши, приводячи їх в обертання разом з валом і електрогенератором.

Енергія тиску (часто називають гідростатичного тиску) використовується в об'ємних гідроприводах.

У трансмісіях мобільних машин, зокрема тракторів, будівельних та дорожніх машин, мають поширення гідромеханічні трансмісії, в яких потужність передається за допомогою гідродинамічних передач або ОГП. Перші мають назву трансмісій з гідротрансформаторами передачі крутного моменту, а другі об'ємно-гідромеханічного безступінчастого двопотокового типу.

Першою вітчизняною безступінчастою гідромеханічною двопотоковою трансмісією з ОГП виявилась розробка підприємства ХКБМ ім. О. О. Морозова для залізничного мотовоза МТ-1 фірми «Крокус». Успішні випробування дослідного зразка трансмісії стали основою для створення вченими та фахівцями НТУ «ХП» двопотокової трансмісії для колісного трактора ХТЗ. Розглянемо порівняльні характеристики гідромеханічних трансмісій з гідротрансформатором і двопотокового принципу дії.

Для експлуатації мобільних машин, зокрема на залізницях, широко використовуються мотовози, оснащені гідромеханічними трансмісіями з комплексними гідротрансформаторами (рис. 1, а), як перетворювачі крутного моменту і частоти обертання вихідного валу. В Україні такі трансмісії не випускаються, і тому виникає проблема забезпечення ремонту і закупівлі для них комплектуючих. У той же час набули поширення двопотокові гідромеханічні трансмісії із забезпеченням безступеневого регулювання частоти обертання і крутного моменту шляхом використання в паралельному потоці потужності ОГП, що дістали скорочену назву ГОМТ (рис. 1,б). Сферою застосування двопотокових трансмісій стали сільськогосподарські і промислові трактори, будівельно-дорожні та військові машини.



а



б

Рис. 1. Мотовози: МПТ-6 (а) та українського виробництва МТ-1 «Крокус» (б)

До основних переваг двопотокових трансмісій ГОМТ відносять безступеневе регулювання швидкості транспортного засобу, створення високих тягових зусиль у зоні мінімальних (повзучих) швидкостей пересування і в той же час отримання високого ККД при русі на транспортних (максимальних) швидкостях завдяки використанню планетарних коробок передач із мінімальним рівнем втрат потужності. Позитивні результати випробувань двопотокових об'ємно-гідромеханічних трансмісій є основою для проведення порівняльного аналізу гідромеханічних трансмісій та оцінки перспективності їх подальшого використання.

В технічній літературі наведені теоретичні основи створення двопотокових трансмісій і досвід їх використання в тракторах іноземних фірм.

На рис. 2 подано структурні схеми гідромеханічних передач мотовозів.

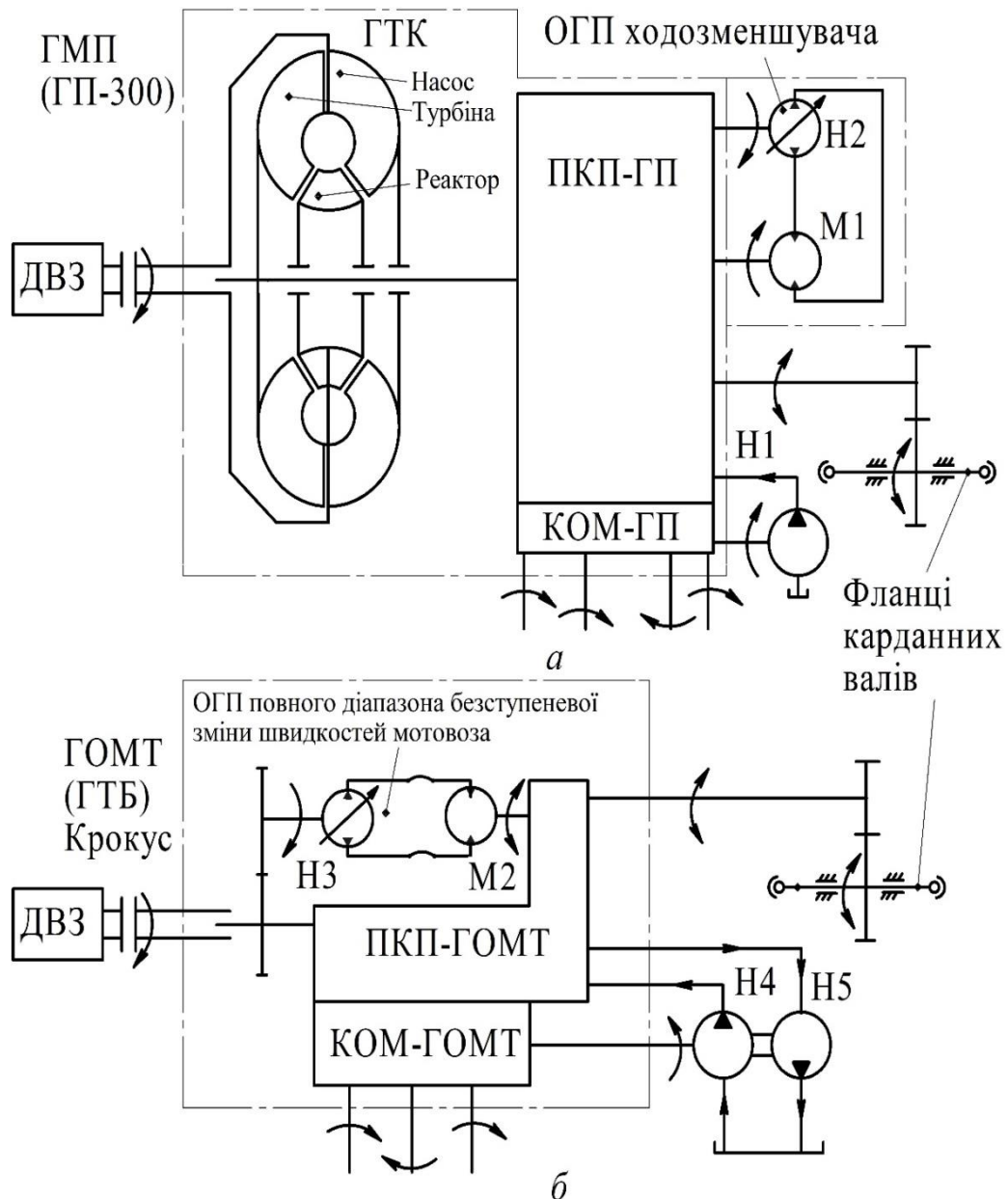


Рис. 2. Структурні схеми гідромеханічних передач ГМП (ГП-300) з гідротрансформатором (а) та ГОМТ з ОГП (б)

Гідропередача ГП-300 з комплексним гідротрансформатором ГТК для мотовоза МПТ-6 (рис. 2. а) включає приводний двигун ДВЗ, планетарну коробку передач ПКП-ГП, коробку відбору потужності КВП, шестеренний насос Н1 системи змазки, керування й охолодження (НШ50А-4) та ОГП ходозменшувача, що включає регульований аксіальнопоршневий насос Н2 моделі ВМІЖ 063.234.016 і радіальнопоршневий гідромотор одноциклової дії М1 (модель МРФ-400/25М1) або планетарно-роторний моделі ГПР-630. Необхідність використання як додаткового привода для ходозменшувача (у цій конструкції ОГП) обумовлена тим, що гідротрансформатор не забезпечує «повзучу» швидкість мотовоза близько 2 км/год.

Двопотокова трансмісія ГОМТ-ГТБ для мотовоза МТ-1 «Крокус» (рис. 2, б) включає аксіальнопоршневі насос Н3 з регульованим робочим об'ємом і гідромотор М2 з постійним робочим об'ємом, планетарну коробку передач ПКП-ГОМТ, коробку відбору потужності КВП-ГОМТ, шестеренні насоси Н4 керування і змащування вузлів тертя та Н5 відкачування РР з корпусу ГОМТ. ОГП має замкнений ланцюг циркуляції РР. При роботі ОГП в повному потоці потужності забезпечуються зрушення мотовоза з місця і низькі швидкості шляхом зменшення частоти обертання гідромотора М2 до 200 хв^{-1} , що відповідає швидкості пересування мотовоза в 2 км/год. Подальше збільшення частоти обертання гідромотора М2 до 2100 хв^{-1} у поєднанні зі встановленим діапазоном у планетарній коробці передач ПКП-ГОМТ забезпечує швидкість мотовоза МТ-1 до 100 км/год.

Таким чином, у трансмісії з ГОМТ ОГП реалізує повний діапазон швидкостей, а в трансмісії ГП-300 з ГТК необхідно встановлювати додатково ОГП ходозменшувача.

Функціональне призначення вузлів ГМП-300 (рис. 3):

- вхідний редуктор для узгодження характеристик ДВЗ і гідротрансформатора ГТК та передачі крутного моменту від ДВЗ на насосне колесо. Редуктор складається із зубчастих коліс К1 і К2 постійного зачеплення;

- гідротрансформатор ГТК для перетворення крутного моменту залежно від навантаження на турбінному колесі;

- коробка передач для ступінчастої зміни передаточного числа і забезпечення зміни напрямку обертання вантажного валу (забезпечення переднього і заднього ходу мотовоза). Коробка передач включає механічний планетарний редуктор із фрикційними вузлами Т1, Т2 і Ф3, перекидний вал із зубчастими колесами К6 і К7, вантажний вал із зубчастими колесами К9 і К10 та механізмом реверса;

- редуктор відбору потужності для передачі потужності двигуна на ходозменшувач і допоміжні агрегати (компресор, електрогенератор, аксіальнопоршневий насос високого тиску моделі 310.56), що забезпечують роботу технологічного устаткування, і включає зубчасті колеса К3, К4 і К5. Колесо К3 жорстко закріплене на вхідному валу, і з ним у постійному зачепленні знаходиться зубчасте колесо К4, жорстко закріплене на валу привода насоса 310.56 і насоса ходозменшувача, а також зубчасте колесо К5, жорстко закріплене на валу привода генератора і компресора.

5. В яких машинах використовується потенційна енергія робочої рідини ?
6. В яких машинах використовується кінематична енергія робочої рідини ?
7. Які гідравлічні компоненти входять до гідротрансформатора ?
8. Які механічні пристрої входять до складу автоматичної коробки передач з комплексним гідротрансформатором ?
9. Навести приклади (не менш ніж 5) застосування гідроприводів в будівельно-дорожніх машинах.
10. Чому не потрібна педаль зчеплення в автоматичних коробках передач з гідротрансформатором ?

Лекція 2 – Структурна схема об'ємного гідропривода. Гідрравлічна потужність.
 Закон Паскаля і рівняння нерозривності для робочої рідини.
 Одиниці тиску та витрати робочої рідини.

План лекції

1. Структурна схема об'ємного гідропривода (ОГП).
2. Гідрравлічна потужність та її розрахунок.
3. Закон Паскаля і рівняння нерозривності для робочої рідини (РР).
4. Одиниці тиску та витрати РР.
5. Відofilmи за матеріалами лекції.

Об'ємним гідроприводом згідно ДСТУ 3455.1 називається привод, до складу якого входить гідрравлічний механізм з одним чи більше об'ємними гідродвигунами, призначений для передавання, керування та розподілення енергії робочої рідини під тиском.

Насосний гідропривод – у якому робоча рідина подається в об'ємний гідродвигун насосом, що входить до складу цього привода разом зі з'єднаним з ним приводним двигуном, або без нього, якщо привод мускульний.

Об'ємна гідропередача – це частина насосного гідропривода, яка призначена для передавання руху від приводного двигуна до ланок машини.

На рис. 1 представлена структурна схема об'ємного гідропривода з усіма компонентами для передачі потужності від приводного двигуна до поступально-зворотного (з гідроциліндром) та обертального рухів (з гідромотором) вихідної ланки машини.

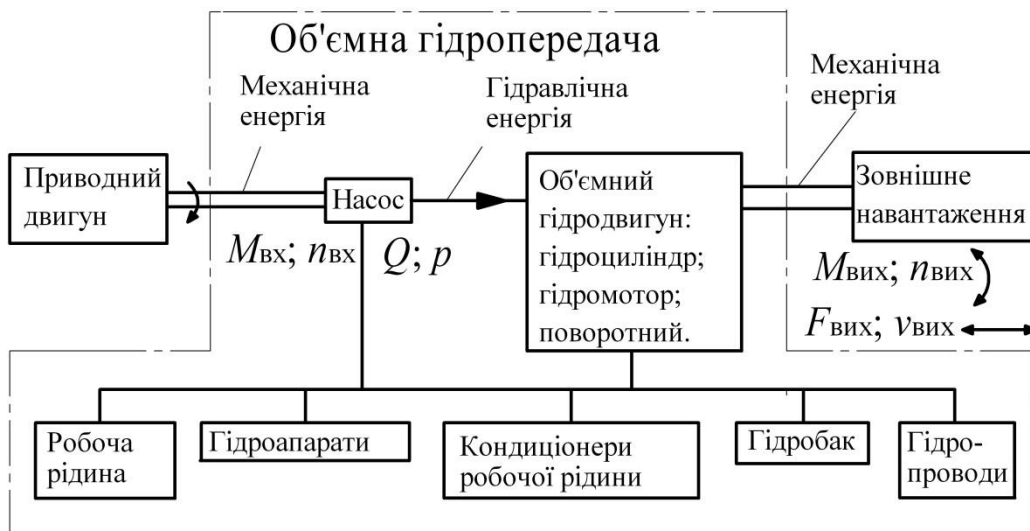


Рис. 1. Структурна схема об'ємної гідропередачі

Гідрравлічна потужність об'ємного насоса – приріст енергії РР за одиницю часу між входом і виходом об'ємного насоса.

Гідравлічна потужність гідромотора (гідроциліндра) – зменшення енергії РР за одиницю часу між входом і виходом об'ємного гідромотора (гідроциліндра).

Вираз для гідравлічної потужності та її механічного еквівалента для поступального і обертального руху може бути представлено у вигляді

$$P = Q \cdot p = F_{\Pi} \cdot v_{\Pi} = M \cdot \omega, \text{ Вт}, \quad (1)$$

де Q – витрата РР, м³/с,

p – тиск, Па,

F_{Π} – зусилля, що розвивається гідроциліндром, Н,

v_{Π} – швидкість поршня гідроциліндра, м/с,

M – крутний момент гідромотора, Н.м,

$\omega = 2\pi \cdot n$ – кутова швидкість обертання гідромотора, рад/с,

n – частота обертання гідромотора, с⁻¹.

Формула для теоретичного крутного моменту гідромотора може бути одержана з виразу (1)

$$M = \frac{Q \cdot p}{\omega} = \frac{V_p \cdot n \cdot p}{2\pi \cdot n} = \frac{V_p \cdot p}{2\pi} = 0,159 \cdot V_p \cdot p, \text{ Н.м}, \quad (2)$$

де V_p – робочий об'єм гідромотора, м³,

$Q = V_p \cdot n$ – витрата РР, що подається до гідромотора, м³/с.

При стандартизованій розмірності робочого об'єму [см³] вираз для розрахунку теоретичного крутного моменту гідромотора набуває вигляду

$$M = 0,159 \cdot V_p \cdot p = 0,159 \cdot V_p \cdot \Delta p, \text{ Н.м}, \quad (3)$$

де V_p – робочий об'єм, см³,

p – тиск (точніше перепад тисків між входом і виходом з гідромотора, що позначається Δp), МПа.

Одиниця потужності [Вт] – добуток сили на швидкість, має однакову розмірність для гідроциліндра

$$P = F_{\Pi} \cdot v_{\Pi} \left[\text{Н} \frac{\text{м}}{\text{с}} = \frac{\text{кг} \cdot \text{м}^2}{\text{с}^3} = \text{Вт} \right] = 10^{-3} F_{\Pi} \cdot v_{\Pi}, \text{ кВт}, \quad (4)$$

де F_{Π} – сила, Н,

v_{Π} – швидкість переміщення поршня гідроциліндра, м/с,
і гідромотора

$$P = M \cdot \omega = 2\pi \cdot M \cdot n = 10^{-3} \cdot 2\pi \cdot M \cdot n, \text{ кВт}, \quad (5)$$

де M – крутний момент, Н.м,
 n – частота обертання, с^{-1} .

При поширеній на практиці розмірності частоти обертання $[\text{хв}^{-1}]$ одержимо формулу для вихідної потужності гідромотора в такому вигляді:

$$P = M \cdot \omega = \frac{M \cdot 2\pi \cdot n}{60} = \frac{M \cdot n}{9,550}, \text{ Вт} = \frac{M \cdot n}{9550}, \text{ кВт}, \quad (6)$$

де M – крутний момент, Н.м,
 n – частота обертання гідромотора, хв^{-1} (об/хв).

При розмірності для витрати PP [л/хв] і тиску [МПа] одержимо формулу для гідравлічної потужності в такій формі запису:

$$P = Q \cdot p \left[\frac{\text{л} \cdot 10^{-3} \cdot \text{МПа} \cdot 10^6}{60 \cdot \text{хв}} = \frac{\text{кг} \cdot \text{м}^2}{\text{с}^3} \right] = \frac{10^3 Q \cdot p}{60}, \text{ Вт} = \frac{Q \cdot p}{60}, \text{ кВт}, \quad (7)$$

де Q – витрата PP , л/хв,
 p – тиск, МПа.

Наведені формули служать для визначення теоретичної по-тужності гідромашин, зусилля гідроциліндра і крутного моменту гідромотора.

Залежно від галузі застосування сучасні об'ємні гідроприводи мають потужність від десятків кВт (верстати і мобільні машини) до 8000 кВт у ковальсько-пресовому устаткуванні, а подача крупних насосів досягає більше 1000 л/хв при тиску до 45 МПа.

На рис. 2 представлена гідравлічна принципова схема об'ємного гідропривода, в якому підйом поршня D_{Π} і пов'язаного з ним штока d гідроциліндра Ц проводиться тиском PP за допомогою насоса НР з ручним (мускульним) приводом. Режими функціонування гідропривода:

1) для підйому поршня гідроциліндра Ц перекривають вентиль ВН і створюють в поршневій порожнині тиск p насосом НР. При повністю висунутому штоці подальше підвищення тиску, контрольоване за манометром МН, обмежується запобіжним клапаном КЗ (КП). Зворотний клапан КЗ (КО) захищає поршень від мимовільного опускання через витоки PP в насосі, коли останній не функціонує;

2) для повернення поршня в нижнє положення відкривають вентиль ВН. При

цьому РР витісняється в гідробак Б з поршневої порожнини під дією зусилля зворотної пружини або вантажу.

Для зв'язку штокової порожнини гідроциліндра з атмосферою (з метою виключення компресії при висуненні штока і падіння тиску нижче за атмосферний при опусканні поршня) встановлений сапун С (повітряний фільтр).

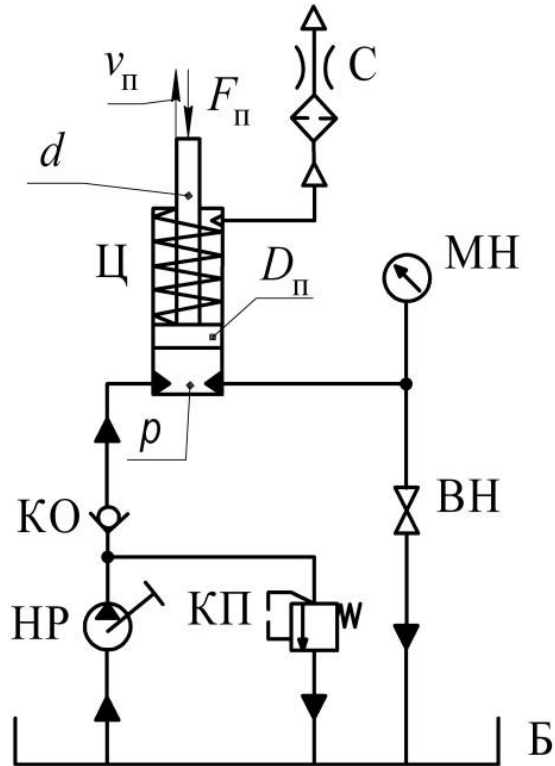


Рис. 2. Гідравлічна принципова схема об'ємного гідропривода зворотно-поступального руху

На основі закону Паскаля – властивості рідини передавати зовнішній тиск всім розташованим усередині неї частинкам без зміни, зусилля, що створюється тиском РР на поршень гідроциліндра, визначають за формулою

$$F_{\text{П}} = p \cdot S_{\text{П}}, \quad (8)$$

де p – тиск, Па (Паскаль), що є відношенням сили до площадки, на якій ця сила діє ($\text{Па} = \text{Н}/\text{м}^2$, де Н – сила в один Ньютон),

$S_{\text{П}}$ – площа поршня [м^2] діаметром $D_{\text{П}}$ [м],

або

$$F_{\text{П}} = 10^6 p \cdot S_{\text{П}}, \text{ Н}, \quad (9)$$

де p – тиск, МПа (мегаПаскаль: $1 \text{ МПа} = 10^6 \text{ Па} = 10 \text{ Бар}$),

S_{Π} – площа поршня, м².

При поширеній розмірності тиску p [МПа] і площі поршня S_{Π} [см²] зусилля визначають за формулою

$$F_{\Pi} = 10^2 p \cdot S_{\Pi}, \text{Н.} \quad (10)$$

Рівняння нерозривності формулюється як «витрата РР через переріз каналу є постійною величиною»

$$Q = v_1 \cdot S_1 = v_2 \cdot S_2 = v_i \cdot S_i = \text{const, м/с,} \quad (11)$$

де v – швидкість течії РР, м/с,

S – площа перерізу (зустрічається «площа живого перерізу» як частина заповненого РР поперечного перерізу каналу), м².

При використанні на практиці розмірностей:

– S_{Π} – площа поршня [мм²] діаметром D_{Π} [мм],

– Q – витрата (подача), л/хв,

– p – тиск, МПа,

– S – площа трубопроводу [мм²] внутрішнім діаметром d [мм],

– v – швидкість течії РР, м/с,

запишемо відповідні розрахункові формули для зусилля, що розвивається гідроциліндром

$$F_{\Pi} = p \cdot S_{\Pi}, \text{Н,} \quad (12)$$

подачі (витрати) РР, що надходить до гідроциліндра

$$Q = 0,06 \cdot v_{\Pi} \cdot S_{\Pi}, \text{л/хв,} \quad (13)$$

де v_{Π} – швидкість поршня, м/с,

і швидкості течії РР в трубопроводі діаметром d [мм] або діаметру при відомих значеннях витрати і швидкості

$$v = 16,7 \frac{Q}{S} = 16,7 \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2} = 21,2 \frac{Q}{d^2}, \text{м/с;} \quad d = 4,6 \sqrt{\frac{Q}{v}} \text{мм.} \quad (14)$$

Лекція 2. Запитання

1. Які компоненти входять до структурної схеми об'ємного гідропривода (ОГП) ?
2. Навести формулу для гідравлічної потужності гідроциліндра.
3. Навести формулу для гідравлічної потужності гідромотора.
4. Сформулювати Закон Паскаля.
5. Сформулювати рівняння нерозривності для робочої рідини (РР).
6. Які одиниці тиску РР застосовують в ОГП ?
7. Які одиниці витрати РР застосовують в ОГП ?
8. Яку функцію виконує насос ?
9. Яку функцію виконує гідроциліндр ?
10. Яку функцію виконує гідромотор ?

Лекція 3 – Методика розрахунку об'ємного гідропривода підйомника.
Основне рівняння гідростатики

План лекції

1. Методика розрахунку гідравлічного підйомника на основі використання закону Паскаля і рівняння нерозривності.
2. Аналіз основного рівняння гідростатики
3. Пояснення до розрахунку вакууму для аналізу всмоктуючих можливостей насоса.
4. Відеофільми за темою лекції.

Як приклад використання на практиці закону Паскаля і рівняння нерозривності розглянемо гідравлічний підйомник, схема якого наведена на рис. 1.

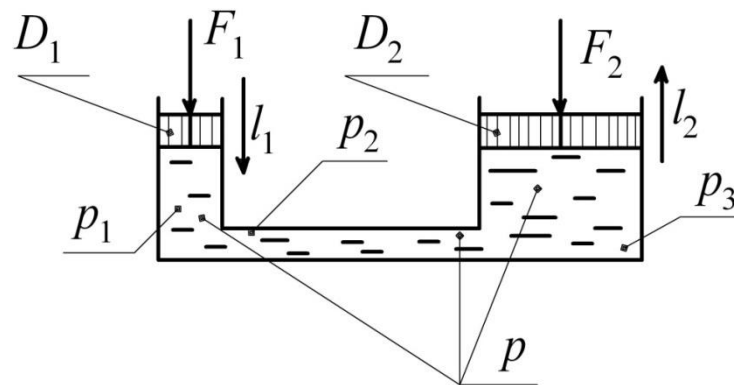


Рис. 1. Схема об'ємного гідропривода підйомника

Для підйому вантажу, що створює зусилля F_2 на поршень, приводять в рух поршень малого діаметру D_1 з зусиллям F_1 . У зв'язку з рівністю тиску в усіх точках гідросистеми

$$p_1 = p_2 = p_3 = p = \text{const}, \quad (1)$$

запишемо наступні залежності

$$F_1 = p \cdot S_1, \text{ звідки } p = \frac{F_1}{S_1}; \text{ і } F_2 = p \cdot S_2, \text{ звідки } p = \frac{F_2}{S_2}, \quad (2)$$

на підставі яких одержимо співвідношення сил і площ

$$\frac{F_1}{S_1} = \frac{F_2}{S_2} \text{ і } \frac{F_1}{F_2} = \frac{S_1}{S_2}, \quad (3)$$

і шукане значення площі більшого поршня S_2 діаметром, що забезпечує необхідне зусилля F_2 при заданому зусиллі на малому поршні F_1 і тиску в гідроприводі p

$$S_2 = \frac{F_2 \cdot S_1}{F_1} = \frac{F_2}{p}, \text{ мм}^2, \text{ звідки } D_2 = 1,13\sqrt{S_2}, \text{ мм.}$$

$$S_1 = \frac{F_1}{p} \text{ мм}^2, \text{ звідки } D_1 = 1,13\sqrt{S_1}, \text{ мм.} \quad (4)$$

З рівняння нерозривності маємо

$$Q = v_1 \cdot S_1 = v_2 \cdot S_2 \text{ і } \frac{v_1}{v_2} = \frac{S_2}{S_1}, \quad (5)$$

звідки одержуємо вираз

$$v_2 = \frac{v_1 \cdot S_1}{S_2}, \quad (6)$$

що показує, що із зменшенням співвідношення площ поршнів S_1/S_2 швидкість більшого поршня v_2 також зменшується. Задаючись швидкістю поршня v_1 , визначають швидкість переміщення поршня більшого діаметру D_2 , або, задаючись необхідним часом t підйому вантажу F_2 , визначають необхідну витрату РР.

Час підйому поршня D_2 визначають за формулою

$$t = 10^{-3} \frac{l_2}{v_2}, \text{ с,} \quad (7)$$

де l_2 – хід поршня, мм,

v_2 – швидкість поршня, м/с,

або при заданому часі t підйому вантажу F_2 визначають необхідну швидкість руху поршня D_2

$$v_2 = 10^{-3} \frac{l_2}{t}, \text{ м/с,} \quad (8)$$

і потрібну витрату РР (6)

$$Q = 0,06 \cdot v_2 \cdot S_2, \text{ л/хв}, \quad (9)$$

яка разом з тиском є основним параметром для вибору насоса приводу переміщення поршня D_1 .

Основне рівняння гідростатики

Важливе значення для об'ємного гідропривода має основне рівняння гідростатики, що дозволяє визначити значення тиску в будь-якій точці рідини у стані спокою і на яку діє тільки сила тяжіння. Для виведення цього рівняння розглянемо посудину з РР, на вільну поверхню якої діє тиск p_0 (рис. 2). Для визначення тиску в довільній точці М посудини виділяють навколо неї елементарну площадку dS , що знаходиться на глибині h умовного циліндрового об'єму, і визначають умову рівноваги вказаного об'єму. При цьому тиск p на нижню основу циліндра буде зовнішнім і в напрямку нормалі всередину об'єму, тобто вгору. Запишемо рівняння рівноваги діючих у вертикальному напрямі сил

$$p \cdot dS - p_0 \cdot dS - \gamma \cdot h \cdot dS = 0, \quad (10)$$

де p і p_0 – тиск, Па,

γ – питома вага РР, Н/м³,

h – висота стовпа РР, м,

а останній член є вагою РР у вказаному об'ємі з питомою вагою γ .

Після скорочення на dS одержуємо основне рівняння гід-ростатики

$$p = p_0 + \gamma \cdot h, \quad (11)$$

яке дозволяє визначити тиск в будь-якій точці рідини у стані спокою, і що є сумою тиску на зовнішній поверхні і тиску, обумовленого вищерозміщеними частинками рідини.

Якщо тиск, що діє на вільну поверхню, рівний атмосферному

$$p_0 = p_a, \quad (12)$$

то формула (5) приймає вигляд

$$p_{абс} = p_a + \gamma \cdot h = p_a + p_{надл}, \quad (13)$$

де $p_{абс}$ – абсолютний тиск (тиск, відлічуваний від нуля),

$p_{надл} = \gamma \cdot h$ – надлишковий (або манометричний) тиск, який відлічується від атмосферного.

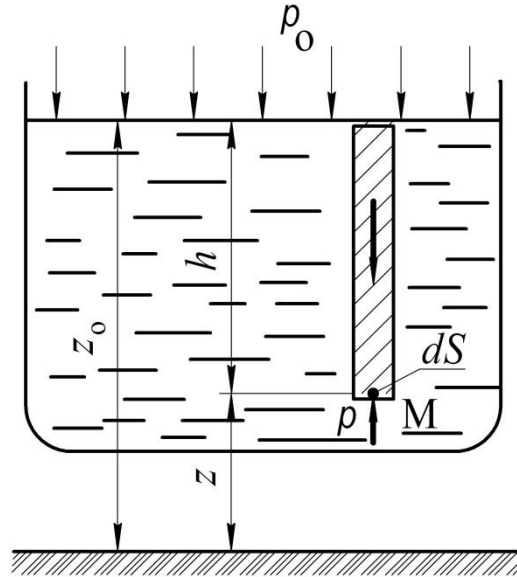


Рис. 2. Схема дії сил в рідині у стані спокою (пояснення до виведення основного рівняння гідростатики)

Якщо абсолютний тиск нижчий за атмосферний

$$p_{абс} < p_a, \quad (14)$$

то має місце розрідження або вакуум. Значення вакууму визначають за різницею атмосферного і абсолютного тиску

$$p_{вак} = p_a - p_{абс}, \quad (15)$$

причому

$$p_{вак} = \gamma \cdot h_{вак}. \quad (16)$$

При підйомі поршня з циліндра, відкритий кінець гільзи якого знаходиться в РР і витоки по зазору між поршнем і циліндром відсутні (рис. 3), РР підіймається услід за поршнем на деяку висоту h від вільної поверхні рідини. Оскільки для частинок РР, що знаходяться під поршнем, глибина їх занурення щодо вільної поверхні негативна, то згідно з (7) абсолютний тиск РР під поршнем

$$p_{абс} = p_a - \gamma \cdot h_{вак}, \quad (17)$$

а значення вакууму

$$h_{вак} = \frac{p_a - p_{абс}}{\gamma}. \quad (18)$$

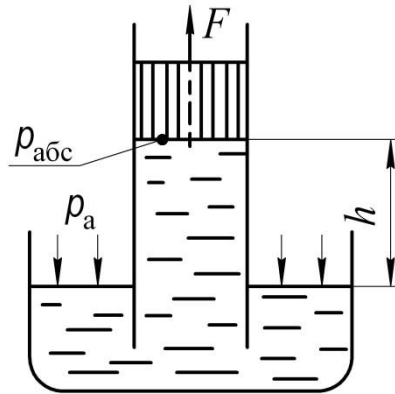


Рис. 3. Всмоктування РР поршнем (пояснення до розрахунку вакууму)

При підйомі поршня абсолютний тиск РР під поршнем зменшується. При абсолютному тиску, рівному нулю, висота «всмоктування» досягає максимального значення

$$h_{вак} = h_{вс,макс} = \frac{p_a}{\gamma} \quad \text{при} \quad p_{абс} = 0. \quad (19)$$

Лекція 3. Запитання

- 1.Привести алгоритм розрахунку гідравлічного підйомника.
- 2.Які закони і рівняння використовують для розрахунку гідравлічного підйомника ?
- 3.Як визначити діаметри гідроциліндрів гідравлічного підйомника ?
- 4.Як визначити швидкість гідравлічного підйомника ?
- 5.Як визначити витрати робочої рідини для гідравлічного підйомника
- 6.Які складові має основне рівняння гідростатики ?
- 7.Як проаналізувати всмоктуючі можливості насоса ?
- 8.Сформулювати закон Паскаля.
- 9.Сформулювати рівняння нерозривності.
10. Навести приклади застосування гідравлічних підйомників.

Лекція 4 – Основні властивості робочих рідин

План лекції

1. Фізичні властивості робочої рідини (РР).
2. В'язкість РР. Закон Ньютона. Одиниці кінематичного та динамічного коефіцієнтів в'язкості РР.
3. Розрахунок коефіцієнта кінематичної в'язкості РР за допомогою віскозиметра.
4. Стисливість РР та її розрахунок.
5. Оцінка змащувальних властивостей РР.
6. Класифікація РР для ОГП.
7. Відеофільми за темою лекції.

Робочою рідиною (скорочено РР) називають рідину, призначену для застосування в об'ємних гідроприводах. До основних властивостей РР належать питома вага і щільність, в'язкість, стисливість, стабільність та ін.

Питому (об'ємну) вагу рідини визначають як вагу одиниці об'єму рідини

$$\gamma = \frac{G}{V}, \text{ Н/м}^3, \quad (1)$$

де G – вага рідини, Н (Ньютон),

V – об'єм рідини, м³.

Щільність рідини – маса одиниці об'єму рідини

$$\rho = \frac{m}{V}, \text{ кг/м}^3, \quad (2)$$

де m – маса рідини, кг.

Оскільки маса і вага пов'язані залежністю

$$G = m \cdot g, \text{ Н}, \quad (3)$$

де g – прискорення вільного падіння, м/с²,

то зв'язок між щільністю і питомою вагою має вигляд

$$\rho = \frac{\gamma}{g} \quad \text{і} \quad \gamma = \rho \cdot g. \quad (4)$$

Для РР і повітря, використовуваних в об'ємних гідропневмоприводах, щільність складає:

- 1) для оливо на нафтовій основі (або мінеральних оливо) і синтетичних $\rho \approx 850...915 \text{ кг/м}^3$;
- 2) для тих РР, що на водній основі $\rho \approx 1100 \text{ кг/м}^3$;
- 3) для води $\rho \approx 1000 \text{ кг/м}^3$;
- 4) для повітря $\rho \approx 1,2 \text{ кг/м}^3$ за нормальних умов ГОСТ 12449 (температура $20 \text{ }^\circ\text{C}$, тиск $0,1 \text{ МПа}$).

Щільність повітря приблизно в 1000 разів менше щільності РР, використовуваних в об'ємних гідроприводах. Слід зазначити, що щільність повітря знижується приблизно на 30 % при підвищенні температури від 0 до $100 \text{ }^\circ\text{C}$ і підвищується приблизно в 10 разів при зростанні тиску від $0,1$ до 1 МПа .

Наявність в РР води навіть при її незначній кількості призводить до корозії деталей гідропрстроїв об'ємного гідропривода (внутрішніх поверхонь трубопроводів, вузлів тертя кочення і ковзання гідромашин та гідроапаратів). Вода також сприяє піноутворенню. Візуальною ознакою води в РР (оливі) є її помутніння і зміна колір до жовтого і білого.

В'язкість є найважливішою характеристикою РР для оцінки внутрішнього тертя між частинками поточної рідини (рис. 1). Силу опори зрушенню одного шару рідини щодо іншого відповідно до закону Ньютона визначають за формулою

$$F = \mu \cdot S \frac{dv}{dy}, \text{ Н}, \quad (5)$$

де S – площа поверхні, по якій відбувається зрушення, м^2 ,

$\frac{dv}{dy}$ – градієнт швидкості dv по нормалі до поверхні звідстанню між шарами, $1/\text{с}$,

μ – коефіцієнт пропорційності, званий динамічним коефіцієнтом в'язкості рідини, розмірність якого визначається з виразу (5)

$$\mu = \frac{dy \cdot F}{dv \cdot S} \left[\frac{\text{м} \cdot \text{с} \cdot \text{Н}}{\text{м} \cdot \text{м}^2} = \frac{\text{с} \cdot \text{Н}}{\text{м}^2} \right], \text{ Па} \cdot \text{с} = 10 \text{ Пуаз}. \quad (6)$$

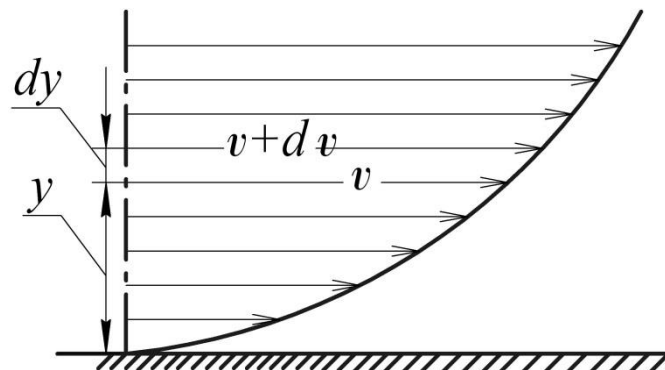


Рис. 1. Розрахункова схема течії РР для визначення сил в'язкого тертя (профіль швидкостей при течії РР уздовж пластини)

На практиці широко поширений як одиниця вимірювання кінематичний коефіцієнт в'язкості

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \left[\frac{\text{Па} \cdot \text{с} \cdot \text{м}^3}{\text{кг}} = \frac{\text{Н} \cdot \text{с} \cdot \text{м}^3}{\text{м}^2 \cdot \text{кг}} = \frac{\text{кг} \cdot \text{м} \cdot \text{с} \cdot \text{м}^3}{\text{с}^2 \cdot \text{м}^2 \cdot \text{кг}} \right], \text{ м}^2 / \text{с}, \quad (7)$$

де ρ – щільність рідини, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Одиниця коефіцієнта кінематичної в'язкості в 1 Стокс має розмірність

$$1 \text{ Стокс} = 1 \text{ см}^2/\text{с}, \quad (8)$$

а одиниця, що зазвичай зустрічається на практиці, Сантистокс (сСт скорочено) зв'язана співвідношенням

$$1 \text{ сСт} [\text{мм}^2/\text{с}] = 10^{-2} \text{ Ст}; 1 \text{ м}^2/\text{с} = 10^6 \text{ сСт}. \quad (9)$$

Коефіцієнт кінематичної в'язкості РР розраховують на основі результатів вимірювань часу течії РР через віскозиметр

$$\nu = C \cdot t \frac{g}{980,7} \cdot K, \text{ мм}^2/\text{с}, \quad (10)$$

де C – постійна віскозиметра (додається до свідоцтва про перевірку приладу), $\text{мм}^2/\text{с}^2$,

t – середній арифметичний час течії РР через віскозиметр, с,

g – прискорення сили тяжіння в місці вимірювання в'язкості, $\text{см}/\text{с}^2$,

980,7 – нормальне прискорення сили тяжіння, $\text{см}/\text{с}^2$,

K – коефіцієнт, що враховує зміну гідростатичного тиску РР при її розширенні під час нагрівання.

При проведенні вимірювань з похибкою не більше 0,2% (при $\frac{g}{980,7} \approx 1$ і

$K \approx 1$) формула (10) спрощується

$$\nu = C \cdot t, \text{ мм}^2/\text{с}. \quad (11)$$

Експлуатаційний діапазон значень коефіцієнта кінематичної в'язкості РР знаходиться в межах 5...2000 $\text{мм}^2/\text{с}$ та обмежений змащувальними властивостями при високих і текучістю при низьких температурах. Для кожного конкретного гідропристрою (гідроапарата) виробник встановлює допустимі в експлуатації

екстремальні значення в'язкості і оптимальні, що забезпечують максимальний ККД і ресурс.

Значення коефіцієнтів в'язкості для води і повітря наведені в табл. 1. У зв'язку з меншою щільністю повітря в порівнянні з водою його коефіцієнт кінематичної в'язкості вище ніж у води в 15 разів, а коефіцієнт динамічної в'язкості більш ніж на два порядки нижче ніж у води.

В'язкісно-температурні властивості РР характеризуються індексом в'язкості (ІВ), розрахунок якого регламентований за ГОСТ 25371. Чим більше значення ІВ, тим більш пологою є в'язкісно-температурна характеристика РР.

Таблиця 1

Значення коефіцієнтів в'язкості для води і повітря

Коефіцієнти в'язкості	Вода	Повітря
Динамічний, Па.с	$1,31 \cdot 10^{-3}$	$1,81 \cdot 10^{-5}$
Кінематичний, мм ² /с	1,01	15,02

Звичайно значення індексу в'язкості приводять виробники РР в експлуатаційній документації. Для порівняльної оцінки впливу температури на в'язкість РР за конкретних температурних умов експлуатації об'ємного гідропривода використовують температурний коефіцієнт в'язкості (ТКВ). Цей параметр характеризує пологість кривої зміни в'язкості від температури в межах температур, вибраних для порівняння

$$\text{ТКВ} = \frac{v_{t,\text{мін}} - v_{t,\text{макс}}}{v_{t,\text{середн}}} = \frac{2(v_{t,\text{мін}} - v_{t,\text{макс}})}{(v_{t,\text{мін}} + v_{t,\text{макс}})}, \quad (12)$$

де $v_{t,\text{макс}}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості при максимальній робочій температурі рідини, мм²/с,

$v_{t,\text{мін}}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості при мінімальній температурі рідини, мм²/с,

$v_{t,\text{середн}}$ – середнє значення коефіцієнту кінематичної в'язкості.

Чим менше значення показника ТКВ, тим краще (вище) в'язкісно-температурні характеристики РР, використовуваної в конкретному з екстремальних температур гідроприводі.

Стисливість РР (рис. 2) оцінюють за формулою

$$\Delta V = \frac{\Delta p \cdot V_0}{E}, \text{ м}^3, \quad (13)$$

де ΔV – зміна об'єму РР після додавання зусилля F [Н] до поршня діаметром D [м], м³,

Δp – перепад тисків, створений в РР, МПа,

V_0 – початковий об'єм РР при атмосферному тиску до початку стиснення, м³,

E – об'ємний модуль пружності РР, МПа.

Хід поршня гідроциліндра, що відповідає стисненню РР, визначають за формулою

$$\Delta L = \frac{4\Delta V}{\pi \cdot D^2}, \text{ м.} \quad (14)$$

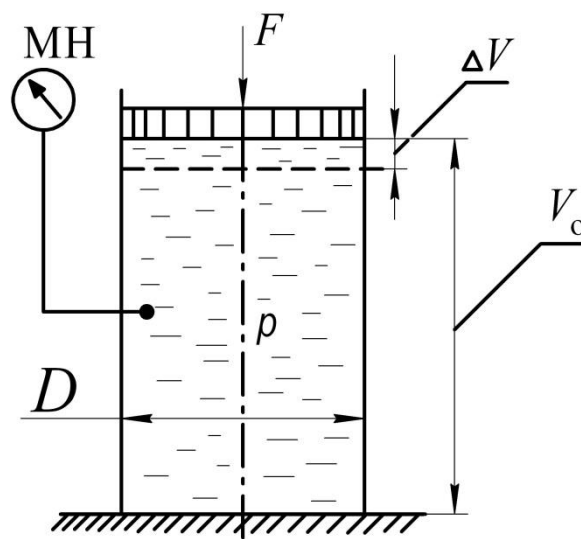


Рис. 2. Схема установки для оцінки стисливості РР

Стисливість РР прямо пропорційна її об'єму V_0 та створюваному тиску, і обернено пропорційна об'ємному початковому модулю пружності E . Значення модуля пружності для РР у стані постачання без частинок нерозчиненого повітря (піни) знаходиться в межах:

- для мінеральних олів 1300...1700 МПа;
- для води і рідин на водній основі до 2100 МПа;
- для рідин, що містять велику кількість нерозчиненого повітря, значення E знижується до 200...600 МПа.

Стабільністю РР називається стійкість в умовах експлуатації і зберігання, тобто здатність зберігати свої первинні фізичні та хімічні властивості.

Фізична стабільність РР залежить від тривалості експлуатації при високому тиску, дроселювання з високими перепадами тисків і вібрацій. У результаті дії вказаних чинників відбуваються молекулярно-структурні зміни (деструкція РР), що супроводжуються зниженням в'язкості і погіршенням трибологічних (змащувальних) характеристик.

Під хімічною (антиокислювальною) стабільністю розуміють стійкість проти окислення киснем повітря. При тривалій експлуатації з РР випадають опади смолянистих речовин, що викликають заклинювання деталей прецизійних пар, засмічення малих отворів (жиклерів) в гідроапаратах, і знижуючих ефективність відокремлення від РР води і повітря.

Окислюваність РР характеризують кислотним числом, яким називають кількість гідрата окислу калія (КОН) в мг, необхідного для нейтралізації 1 г рідини. Кислотне число менше 1 вважається нормальним експлуатаційним показником для РР, при підвищенні кислотного числа до 2 і більше можливі відмови окремих гідроприсроїв гідропривода.

Інтенсивність окислення РР підвищується із зростанням температури і при кожному її підвищенні на 10 °С практично подвоюється.

Утворення суміші дрібнорозпиленої оливи з повітрям може бути причиною виникнення вибуху, саме тому при роботі гідроприводів в умовах підвищених температур переходять на негорючі РР, що водомістять (або навіть чисту воду) або синтетичні.

Температурою спалаху є температура, при якій пари РР, нагрітої у відкритому тиглі, утворюють з повітрям суміш, що спалахує тільки при піднесенні до неї полум'я. Температурою займання називається температура, при якій РР спалахує при піднесенні до неї вогню і горить протягом не менше 5 хв.

Температурою застигання є температура, при якій РР загусає настільки, що при нахилі пробірки на 45° її рівень протягом 1 хв залишається нерухомим.

Зольність РР називається показник, що враховує наявність в РР речовин, що не згорають (регламентується ГОСТ 26098). Залишок, що не згорає, визначають шляхом зважування після згорання РР. Звичайно зольність не перевищує 0,4% і може досягати 1...10% для РР, велику кількість присадок.

Оцінку змащувальних властивостей РР проводять на чотиришариковій машині тертя, що містить вузол тертя з чотирьох контактуючих один з одним сталевих шариків. Три нижні шарики закріплюють нерухомо в чашці машини з випробовуваною РР, а верхній шарик, закріплений в шпинделі машини, обертається щодо трьох нижніх під заданим навантаженням з частотою обертання 1460 хв⁻¹. Застосовують шарики діаметром 12,7 мм для шарикопідшипників за ГОСТ 3722 зі сталі ШХ-15. За наслідками випробувань встановлюють такі трибологічні характеристики РР:

- 1) здатність по критичному навантаженню P_K ;
- 2) здатність навантаження по навантаженню зварювання $P_{звар}$;
- 3) властивості протизносу по діаметру плями зносу $D_{зн}$;
- 4) протизадирні властивості по індексу задиру $I_{зад}$.

Лекція 4. Запитання

1.Вказати фізичні властивості робочої рідини (РР).

2. Яким чином оцінюють в'язкість РР ?
3. Сформулювати закон Ньютона для РР.
4. Які розмірності кінематичного та динамічного коефіцієнтів в'язкості РР ?
5. Як визначити коефіцієнт кінематичної в'язкості РР за допомогою віскозиметра ?
6. Як розрахувати стисливість РР ?
7. Яким чином оцінюють змащувальні властивості РР ?
8. Які одиниці застосовують для кінематичного коефіцієнта в'язкості РР ?
9. Які одиниці застосовують для динамічного коефіцієнта в'язкості РР ?
10. Вказати різницю між кінематичними та динамічними коефіцієнтами в'язкості РР та повітря.

Лекція 5 – Режими течії робочої рідини. Розрахунок витрати, втрат тиску і витоків рідини

План лекції

1. Режим течії РР – ламінарний і турбулентний та їх розрахунок.
2. Число Рейнольдса та його критичне значення.
3. Поняття гідравлічного діаметра.
4. Методика розрахунку витрати РР та втрат тиску при турбулентному режимі течії в дросельних гідропристроях.
5. Методика розрахунку витоків при ламінарній течії РР в зазорах поршневих і золотникових пар гідропристроїв.
6. Відеофільми за темою лекції.

Режим течії РР є важливим чинником, що визначає втрати потужності в гідросистемі. Розрізняють два види течії РР – ламінарний і турбулентний. При ламінарній течії шари рідини рухаються паралельно стінкам трубопроводу і внутрішній шар рідини має максимальну швидкість, а зовнішній шар знаходиться в статичному стані біля стінок трубопроводу (рис. 1, а). При зростанні швидкості РР і досягненні її критичного значення потік змінюється і стає турбулентним (рис. 1, б). При турбулентному режимі течії збільшується опір потоку РР і гідравлічні втрати.

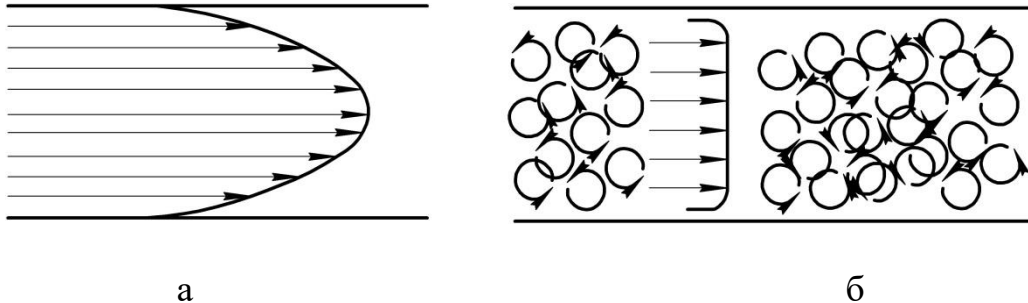


Рис. 1. Характер течії РР: а – ламінарний; б – турбулентний

Критична швидкість не є точно визначеною величиною, оскільки залежить від в'язкості РР, швидкості її течії і конфігурації каналу. Режим течії РР визначають за допомогою безрозмірного числа Рейнольдса

$$Re = 10^3 \frac{v \cdot d_{\Gamma}}{v_{\text{в'язк}}}, \quad (1)$$

де v – швидкість течії РР, м/с

d_{Γ} – гідравлічний діаметр, визначуваний за формулою

$$d_{\Gamma} = \frac{4S}{\Pi}, \text{ мм}, \quad (2)$$

S – площа перерізу (наприклад, трубопроводу), мм²,

Π – змочений периметр, мм,

$\nu_{\text{в'язк}}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості РР, мм²/с.

Для циліндрових отворів і труб гідравлічний діаметр рівний діаметру отвору або труби

$$d_{\Gamma, \text{цил}} = \frac{4S}{\Pi} = \frac{4\pi \cdot d^2}{4\pi \cdot d} = d, \text{ мм}. \quad (3)$$

Для кільцевої циліндрової щілини гідравлічний діаметр набуває вигляду

$$d_{\Gamma, \text{к.щіл}} = \frac{4\pi \cdot d_{\text{середн}} \cdot h}{2\pi \cdot d_{\text{середн}}} = 2h, \text{ мм}, \quad (4)$$

де $d_{\text{середн}}$ – середній діаметр кільцевої щілини, мм,

h – ширина (висота) щілини, мм.

Для плоскої щілини гідравлічний діаметр має аналогічну форму запису

$$d_{\Gamma, \text{п.щіл}} = \frac{4h \cdot l}{2h + 2l} \approx 2h, \text{ мм}, \quad (5)$$

при допущенні про малу висоту щілини в порівнянні з її довжиною

$$h \ll l, \quad (6)$$

де h – висота щілини, мм,

l – довжина щілини, мм.

Зміна режиму течії РР при критичному значенні числа Re :

– потік є ламінарним, якщо

$$Re < Re_{\text{кр}}; \quad (7)$$

– турбулентним, якщо

$$Re > Re_{кр}, \quad (8)$$

де $Re_{кр}$ – критичне значення числа Re , яке від типу гідравлічного каналу знаходиться в межах

$$Re_{кр} = 20 \dots 2300, \quad (9)$$

причому для труб круглого перетину і гумових рукавів

$$Re_{кр} = 1600 \dots 2300, \quad (10)$$

гідравлічних щілин (зазорів), фільтрів, кранів розподільних і вікон золотникових гідророзподільників

$$Re_{кр} = 260 \dots 1100, \quad (11)$$

плоских і конічних клапанів

$$Re_{кр} = 20 \dots 100. \quad (12)$$

Для розрахунку числа Рейнольда значення коефіцієнта кінематичної в'язкості приймають за довідковими даними, а швидкість течії PP визначають за формулою

$$v = 21,2 \frac{Q}{d^2}, \text{ м/с}, \quad (13)$$

де Q – витрата, л/хв,

d – діаметр трубопроводу, мм.

Розрахунок витрати і втрат тиску при течії PP через дросель при турбулентному режимі. Дроселем називається гідроапарат керування витратою, призначений для створення опору потокові PP . Застосовують нерегульовані (з постійним перерізом) і регульовані (зі змінним перерізом) дроселі. На рис. 2 наведена гідравлічна принципова схема установки для визначення втрат тиску і витрати через нерегульований дросель ДР типу «діафрагма», в корпусі якого 1 завдяки гострим кромкам дроселювального отвору 2 витрата практично не залежить від в'язкості PP . За допомогою приводного двигуна «м» насос Н нагнітає PP через дросель ДР і витратомір ВИ (РА) в гідробак Б. Захист від перевантажень забезпечується запобіжним клапаном КЗ (КП), вимірювання тиску забезпечує

манометр МН1. Для створення змінного перерізу в регульованому дроселі знайшли розповсюдження голчаті дроселі, дроселі з канавками прямокутної і трикутної форми, щілисті дроселі, дроселі з кільцевою канавкою трикутної форми.

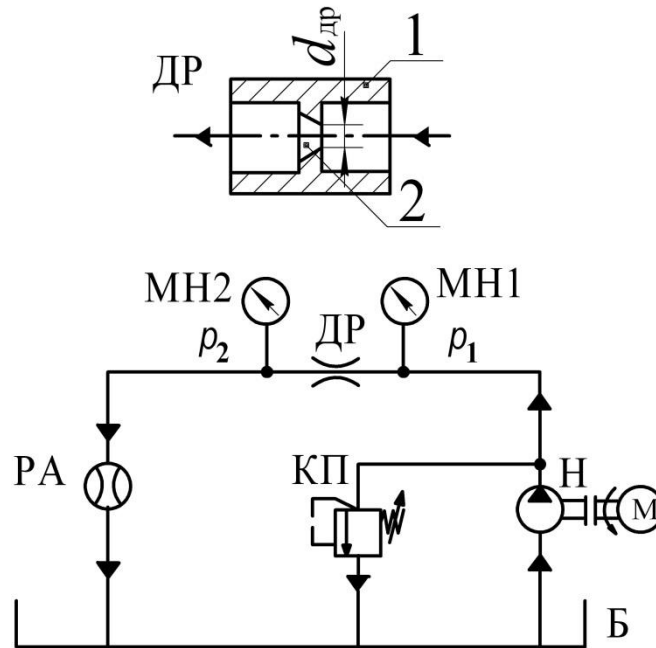


Рис. 2. Гідравлічна принципова схема стенду для вимірювання перепаду тисків на дроселі ДР при турбулентному режимі течії РР

Витрату через дросель при турбулентному режимі течії визначають за формулою

$$Q_{др} = \mu \cdot S_{др} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (14)$$

де μ – коефіцієнт витрати, безрозмірне чисельне значення якого знаходиться в діапазоні 0,6...0,7,

$S_{др}$ – площа перерізу дроселя, м^2 ,

$\Delta p = p_1 - p_2$ – перепад тисків на дроселі (різниця тисків за показниками манометрів МН1 і МН2), Па,

ρ – щільність РР, $\text{кг}/\text{м}^3$,

або для поширеної розмірності витрати [л/хв] і звичайно малих перерізів дроселів [мм^2]

$$Q_{др} = 60\mu \cdot S_{др} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \text{ л/хв}, \quad (15)$$

де $S_{др}$ – площа дроселя (для дроселя круглого перерізу діаметром $d_{др}$ визначають за

$$\text{формулою } S_{др} = \frac{\pi \cdot d_{др}^2}{4}, \text{ мм}^2,$$

Δp – перепад тисків на дроселі, МПа.

Втрати тиску на місцевих опорах при турбулентному режимі визначають за формулою Вейсбаха

$$\Delta p_{м.с} = 10^{-6} \cdot \xi \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2}, \text{ МПа}, \quad (16)$$

де ξ – коефіцієнт місцевого опору, що залежить від конфігурації опору і визначається експериментальним шляхом (значення коефіцієнта місцевого опору наведені у відповідних довідниках за гідравлічними розрахунками),

v – середня швидкість РР в перерізі, розташованому нижче за течією за даним опором, м/с,

ρ – щільність РР, кг/м³.

Формулу (16) часто застосовують при використанні замість щільності питомої ваги РР

$$\Delta p = 10^{-6} \xi \frac{\gamma \cdot v^2}{2g}, \text{ МПа} \left[\frac{\text{Н} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{с}^2}{\text{м}^3 \cdot \text{с}^2 \cdot \text{м}} = \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} = \text{Па} \right], \quad (17)$$

де γ – питома вага РР, Н/м³,

$g = 9,81$ – прискорення вільного падіння, м/с²,

ξ – коефіцієнт місцевих гідравлічних втрат, який рівний відношенню перепаду тисків на опорі до швидкісного напору і є безрозмірним

$$\xi = \frac{\Delta p}{\frac{\gamma \cdot v^2}{2g}}. \quad (18)$$

Між коефіцієнтами витрати і місцевих гідравлічних втрат існує така залежність

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\xi}} \text{ або } \xi = \frac{1}{\mu^2}. \quad (19)$$

Перепад тисків одержимо з формули (15)

$$\Delta p = \frac{\rho}{2 \cdot 60^2} \frac{Q_{др}^2}{\mu^2 \cdot S_{др}^2}, \text{ МПа.} \quad (20)$$

При використанні у формулі (16) замість швидкості витрати і діаметру опору одержимо

$$\Delta p_{м.с} = 0,225 \cdot 10^{-3} \cdot \xi \cdot \rho \cdot \frac{Q_{др}^2}{d_{др}^4}, \text{ МПа,} \quad (21)$$

у якій витрату РР визначають за формулою

$$Q_{др} = 0,047 \cdot v \cdot d_{др}^2, \text{ л/хв.} \quad (22)$$

Для розрахунку швидкості при відомих значеннях витрати РР і діаметру дроселя застосовують формулу (13)

$$v = 21,2 \frac{Q_{др}}{d_{др}^2}, \text{ м/с,} \quad (23)$$

де $Q_{др}$ – витрата, л/хв,

$d_{др}$ – діаметр дроселя, мм.

Витоки при ламінарній течії РР в зазорах поршневих і золотникових пар гідропрстроїв приводять до зниження ККД об'ємного гідропривода. Основними чинниками, що впливають на витоки, є в'язкість РР, перепад тисків, периметр і довжина щілини ущільнювача, зазор між контртілами. Розглядаємо три конструктивні елементи, що зустрічаються на практиці:

1. Кільцева щілина. Гідрравлічна принципова схема стенду для вимірювання витоків РР (рис. 3) включає насос Н з двигуном «м» і випробовуваний об'єкт ВО, в якому золотник 1 розміщений із зазором h в корпусі 2 і забезпечений упором 3. Для вимірювання витоків РР служить витратомір ВИ (РА).

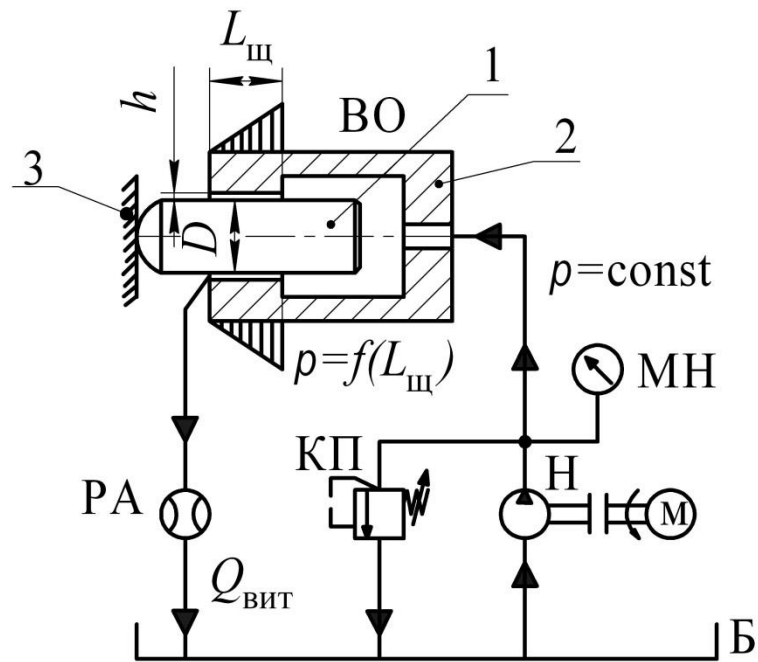


Рис. 3. Гідравлічна принципова схема стенду для вимірювання витоків РР через кільцеве ущільнення

Настройку тиску здійснюють запобіжним клапаном КЗ (КП), що працює в режимі переливного, скидаючи постійно надлишкову частину витрати РР насоса в гідробак Б. Для вимірювання тиску служить манометр МН. Витоки через кільцеве щілисте ущільнення без урахування деформації стінок контртіл і допущенні про постійність в'язкості РР в зазорі при ламінарній течії визначають за формулою Гагена-Пуазейля

$$Q_{\text{вит,кщ}} = 0,06 \frac{k \cdot \pi \cdot D \cdot h^3}{12 \cdot \rho \cdot \nu \cdot L_{\text{щ}}} \Delta p, \text{ л/хв}, \quad (24)$$

де k – коефіцієнт ексцентричності розташування золотника у втулці, що набуває значення:

$k = 1$ при концентричному розташуванні деталей;

$k = 2,5$ при максимальному ексцентриситеті між осями золотника і втулки;

$k = 1,75$ – середнє значення, що приймається зазвичай при розрахунках через невизначеність розташування золотника у втулці;

D – діаметр золотника, мм,

h – радіальний зазор між втулкою і золотником (напіврізниця їх діаметрів), вимірюваний в мікрометрах, мкм,

$L_{\text{щ}}$ – довжина щілини ущільнювача, мм,

Δp – перепад тисків, МПа,

ρ – щільність РР, кг/м³,

ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості РР, мм²/с;

2. Витоки через плоску щілину визначають за формулою

$$Q_{\text{вит,щц}} = 0,06 \frac{1}{12} \frac{l \cdot h^3}{\rho \cdot \nu \cdot L_{\text{щ}}} \Delta p, \text{ л/хв}, \quad (25)$$

де l – ширина щілини, мм,

$L_{\text{щ}}$ – довжина щілини ущільнювача у напрямі потоку РР, мм,

h – зазор, мкм;

3. Витоки через кільцевий зазор між шариком і циліндром визначають за формулою

$$Q_{\text{вит,ш-ц}} = 0,06 \frac{2,5 \pi \cdot D_{\text{ш}} \cdot h^3}{12 \rho \cdot \nu \cdot L_{\text{ш}}} \Delta p, \text{ л/хв}, \quad (26)$$

де $D_{\text{ш}}$ – діаметр шарика, мм,

$L_{\text{ш}} = 1,4$ мм – довжина щілини у напрямі витоків, одержана в результаті обробки експериментальних даних,

h – радіальний зазор між шариком і циліндром (напіввізниця їх діаметрів), мкм.

Лекція 5. Запитання

1. Які режими течії РР мають місце в гідропневмоприводах ?
2. Яка характерна риса ламінарного режиму течії ?
3. Яка характерна риса турбулентного режиму течії ?
4. Навести формулу для розрахунку числа Рейнольдса.
5. Яке значення числа Рейнольдса є критичним ?
6. Як розрахувати гідравлічний діаметр для тубопровода ?
7. За якою методикою розраховують витрати РР в дросельних гідропристроях ?
8. За якою методикою розраховують витоки РР в зазорах поршневих і золотникових пар гідропристроїв ?
9. Яка залежність витоків від значення зазору ?
10. Як впливає в'язкість РР на витоки РР в зазорах ?

Перелік джерел інформації

1. Гидропривод. Основы и компоненты. Учебный курс по гидравлике, том № 1, заказной номер – RRS, издание 3.1. 2003 г. Издание 2 (на русском языке), Издатель: Бош Рексрот АГ Сервис Автоматизация Дидактика 64711, г. Эрбах, Германия. – 322 с.
2. Аврунін Г.А. Основи об'ємного гідропривода і гідропневмоавтоматики: (навчальний посібник) / (Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко, І. І. Мороз); під ред. Г. А. Авруніна. – Харків. : ХНАДУ, 2009. – 424 с.
3. Аврунін Г.А. Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин: підручник / (Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко, В. Б. Самородов); під ред. Г. А. Авруніна. – Харків: ХНАДУ, 2016. – 438 с.
4. Гідроприводи об'ємні. Загальні правила застосування (ISO 4413:1998, IDT). – [Чинний с 2002-09-01]. ДСТУ ISO 4413:2002. – Київ : – 2005. – 34 с. – (Держспоживстандарт України).
5. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 1. Загальні поняття. Терміни та визначення (ДСТУ 3455.1-96). – [Чинний від 1998-01-01]. – 48 с. – (Держспоживстандарт України).
6. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 2. Об'ємні гідромашини та пневмомашини. Терміни та визначення (ДСТУ 3455.2-96). – [Чинний від 1998-01-01]. – 61 с. – (Держспоживстандарт України).
7. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 3. Гідроапарати та пневмоапарати. Терміни та визначення (ДСТУ 3455.3-96). – [Чинний від 1998-01-01]. – 36 с. – (Держспоживстандарт України).
8. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 4. Кондиціонери робочого середовища, гідропосудини та пневмопосудини, гідропроводи та пневмопроводи. Терміни та визначення (ДСТУ 3455.2-96). – [Чинний від 1998-01-01]. – 30 с. – (Держспоживстандарт України).
9. Гидропривод объемный. Методы измерения параметров (ГОСТ 17108-79). – [Введен с 1988-01-01]. – 15 с – (Межгосударственный стандарт).
10. Гидроприводы объемные. Общие технические требования (ГОСТ 17411-91). – [Введен с 1992-01-01]. – М. : Стандартинформ, 2006. – 3 с. – (Межгосударственный стандарт).
11. Лурье З.Я. Сравнительный анализ схем гидроприводов с дроссельным управлением по эксплуатационным показателям / / Промислова гідравліка і пневматика / З. Я. Лурье, И. А. Чекмасова – 2007. – №4(18). – С. 62–65.
12. Каталоги фірм «Parker Hydraulics» (США), «Rexroth Bosch Group» і «Sauer-Danfoss» (ФРН), «Festo» (Австрія), «Bondioli i Pavesi» (Італія) і «Poclain Hydraulics» (Франція).
13. Відеофільми за тематикою лекцій.

Навчальне видання

Методичні вказівки до вивчення дисципліни
«Гідравліка, гідропневмопривод». Частина 2 – «Гідропневмопривод»
(лекції 1 – 5)

Українською мовою

Укладач: Аврунін Григорій Аврамович

Відповідальний за випуск доцент Шербак О.В.

В авторській редакції

Підп. до друку _____20__р. Формат 60x84 1/16. Папір офсетний.
Гарнітура Times New Roman Cyr . Ум. друк. арк. Замовлення Наклад 50 прим. Зам.
№ . Ціна договірна

Віддруковано Свідоцтво