

БУДІВЕЛЬНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

**Кафедра будівельних, колійних та
вантажно-розвантажувальних машин**

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

**до виконання курсової роботи
«АВТОМАТИЗОВАНЕ УПРАВЛІННЯ РУХОМ
ВАЛА ВИСОКОМОМЕНТНОГО ТИХОХІДНОГО
ГІДРОМОТОРА СТВОРЕНОГО НА БАЗІ СИЛОВИХ
ГІДРОЦИЛІНДРІВ»
з дисципліни
*«ГІДРОПРИВОД ТА
ГІДРОАВТОМАТИКА МАШИН»***

Харків – 2015

Методичні вказівки розглянуто та рекомендовано до друку на засіданні кафедри БКВРМ 16 березня 2015 р., протокол № 8.

У цих методичних вказівках наведено дані для виконання курсової роботи з дисципліни «Гідропривод та гідравтоматика машин». Вони складені відповідно до програми курсу.

Методичні вказівки розроблені для студентів спеціальності 7.05050308 «Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини і обладнання» усіх форм і строків навчання.

Укладач

проф. М.П. Ремарчук

Рецензент

доц. С.В. Воронін

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання курсової роботи
«АВТОМАТИЗОВАНЕ УПРАВЛІННЯ РУХОМ
ВАЛА ВИСОКОМОМЕНТНОГО ТИХОХІДНОГО
ГІДРОМОТОРА СТВОРЕНОГО НА БАЗІ СИЛОВИХ
ГІДРОЦИЛІНДРІВ»
з дисципліни
«ГІДРОПРИВОД ТА
ГІДРАВТОМАТИКА МАШИН»

Відповідальний за випуск Ремарчук М.П.

Редактор Страхова В.В.

Підписано до друку 27.04.15 р.

Формат паперу 60x84 1/16. Папір писальний.

Умовн.-друк.арк. 1,75. Тираж 100. Замовлення №

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

Зміст

Вступ.....	4
1 Загальні положення.....	4
1.1 Особливості сучасних гідромоторів.....	4
1.2 Мета, завдання та порядок виконання курсової роботи...	5
1.3 Вихідні дані для виконання курсової роботи.....	5
1.4 Оформлення пояснювальної записки.....	6
1.5 Оформлення графічної частини.....	6
2 Аналіз конструктивних рішень гідромоторів, створених на базі стандартних силових гідроциліндрів.....	7
2.1 Гідромотор на базі двох стандартних гідроциліндрів..	7
2.2 Результати реалізації гідромотора при застосуванні двох гідроциліндрів.....	8
2.3 Подальше удосконалення гідромоторів, створених на базі гідроциліндрів.....	9
3 Розробки гідромотора на базі стандартних силових гідроциліндрів.....	12
3.1 Розробка схеми гідромотора.....	12
3.2 Визначення потужності гідромотора, створеного на базі гідроциліндрів для механізму підйому вантажу.....	19
3.2.1 Вибір каната для поліспада механізму підйому вантажу.....	19
3.3 Визначення параметрів гідроциліндрів і насосної установки для привода гідромотора механізму підйому вантажу.....	23
4 Розробка системи автоматизованого управління розподільниками гідромотора, створеного на базі гідроциліндрів.....	27
4.1 Аналіз конструкцій розподільників з електромагнітним управлінням.....	27
4.2 Застосування системи управління розподільником типу «сопло-заслінка (затулка)» для привода гідроциліндрів гідромотора з обертовим рухом вала.....	28
Висновки.....	34
Список літератури.....	34

Вступ

Дисципліна «Гідравлічний привод та гідроавтоматика машин» призначена для розкриття проблем автоматизації виробничих процесів і підвищення їхньої ефективності за допомогою сучасних елементів гідропневмоавтоматики (ГПА).

Базується дисципліна на вивченні основних характеристик, галузі застосування, перспективи розвитку елементів ГПА.

1 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

1.1 Особливості сучасних гідромоторів

Конструктивні рішення гідромоторів [1] включають більше 300 типів, у тому числі: 122 – аксіально-поршневих; 65 – шестеренних з зовнішнім зачепленням та 24 шестеренних з внутрішнім зачепленням (героторних); 46 – радіально-поршневих одноциклової та багатоциклової дії; 12 – пластинчастих і 33 – інших типів.

Основними досягненнями у створенні сучасних гідромоторів є:

- рівень тиску до 48...52 МПа для аксіально-поршневих насосів і гідромоторів з похилим диском і похилим блоком циліндрів;

- рівень тиску до 80 МПа для радіально-поршневих насосів і гідромоторів одноциклової дії (ексцентрикових) з безшатунною («телескопічною») кінематикою поршневих груп;

- рівень тиску до 35...45 МПа для високомоментних тихохідних радіально-поршневих гідромоторів багатоциклових з мініатюрними поршневими групами, що включають опорні ролики, які працюють одночасно в режимі тертя ковзання по поршнях і кочення по профільованих напрямних елементах (копірах);

- застосування електрогідравтоматики гідромашин з регульованим робочим об'ємом, у тому числі з системами автоматичного регулювання, і регуляторів дистанційного принципу дії на базі пристроїв.

Ресурс роботи практично всіх типів гідромашин досягає 5...8 тисяч годин і до 20 тисяч годин гідромашин авіаційної техніки.

1.2 Мета, завдання та порядок виконання курсової роботи

Курсова робота є заключним етапом вивчення студентами цієї дисципліни і підготовкою до виконання дипломного проекту чи магістерської роботи.

Метою курсової роботи є розробка автоматизованого управління рухом вала високомоментного тихохідного гідромотора, що створений на базі силових гідроциліндрів і забезпечує поглиблення і краще засвоєння студентами теоретичних знань з дисципліни «Гідравлічний привод та гідроавтоматика машин», а також набуття досвіду для вирішення подібних наукових задач, навчання користуванню нормативними матеріалами, спеціальною технічною та довідковою літературою.

Основними завданнями курсової роботи є:

- ознайомлення з відомими сучасними розробками тихохідного, високомоментного гідромотора на базі силових гідроциліндрів і особливостями управління гідроциліндрами;

- визначення параметрів гідроциліндрів гідромотора механізму підйому вантажу з урахуванням робочих параметрів цього ж механізму;

- розробка гідравлічної системи автоматизованого управління рухом штоків гідроциліндрів тихохідного гідромотора на основі застосування системи «сопло-заслінка» та електричної схеми керування пропорційними електромагнітами системи «сопло-заслінка».

Порядок виконання курсової роботи здійснювати згідно з даними методичних вказівок.

1.3 Вихідні дані для виконання курсової роботи

Вихідними даними для виконання є:

- рівень навантаження механізму підйому вантажу, задається згідно з таблицями 3.1 і 2.2;

- маса вантажу, Q , кг;
- число ниток, що утримують вантаж, m ;
- швидкість підйому вантажу, U_{zp} , м/с;
- тиск рідини на вході в сопло, P_k , МПа.

1.4 Оформлення пояснювальної записки

Текст пояснювальної записки викладається на одній сторінці аркуша формату А4 (210x297 мм) відповідно до вимог щодо оформлення текстової документації і складається з розділів, підрозділів, пунктів та підпунктів, а також ілюстрацій, формул, таблиць, додатків.

У кінці пояснювальної записки надається список літератури. Обсяг пояснювальної записки складає приблизно 25...35 сторінок.

Структурне оформлення пояснювальної записки виконується у такій послідовності:

- а) титульний лист;
- б) зміст, що відображає структурні складові КР;
- в) вступ, в якому коротко викладається сутність дисципліни;
- г) перший розділ відображає призначення дисципліни, формулюється мета, завдання та порядок виконання КР, даються рекомендації оформлення пояснювальної записки і графічних матеріалів;
- д) наступні розділи записки відображають головну сутність та формулюється основний висновок за результатами КР;
- е) подаються графічні матеріали;
- є) список літератури є кінцевим результатом пояснювальної записки.

1.5 Оформлення графічної частини

Графічна частина КР виконується на сторінках аркуша формату А4 з дотриманням вимог стандартів (ЄСКД та ЄСТД). На кресленнях подаються гідравлічна схема автоматизованого управління рухом вала високомоментного тихохідного гідромотора, створеного на базі силових гідроциліндрів, та електронна система управління роботою гідромотора.

2 АНАЛІЗ КОНСТРУКТИВНИХ РІШЕНЬ ГІДРОМОТОРІВ, СТВОРЕНИХ НА БАЗІ СТАНДАРТНИХ СИЛОВИХ ГІДРОЦИЛІНДРІВ

2.1 Гідромотор на базі двох стандартних гідроциліндрів

Гідромотор модульної конструкції – це новий елемент гідросистеми, що складається із стандартних виробів:

- двох і більше гідроциліндрів;
- гідророзподільників;
- з'єднувальної арматури і трубопроводів;
- системи керування рухом штоків.

Сумісне їх використання забезпечує перетворення поступального переміщення штоків в обертовий рух вала.

Гідравлічна схема [2] відомої конструкції гідромотора з приводом від двох гідроциліндрів наведена на рисунку 2.1. Циклограма роботи гідроциліндрів наведена на рисунку 2.2.

Гідравлічна схема (див. рисунок 2.1), включає: 1 – подача рідини від насоса; 2 – злив рідини в бак; 3, 4, 5 і 6 – клапанний гідророзподільник; 7, 8 – зубчасті колеса; 9 – привідна зірка (шків); 10, 11 – гідроциліндри; 12, 13 – штокові і поршневі порожнини гідроциліндрів, відповідно; 14 – привідний вал гідромотора; 15 – кулачковий вал; 16 – кулачок.

Циклограма роботи гідроциліндрів (див. рисунок 2.2) дозволяє подати, без додаткових пояснень, процес функціонування гідросхеми гідромотора (див. рисунок 2.1). Аналіз характерних положень (I, II, IV) і положення (III) та розрахункових залежностей, що відповідають цим положенням (див. рисунок 2.2), свідчить про різний їх вигляд. Із наведеного можна зробити висновок, що за умови сталого зовнішнього навантаження на валу гідромотора, але при різних площинах, на які діє тиск рідини, будуть виникати значні коливання тиску рідини в процесі роботи гідромотора.

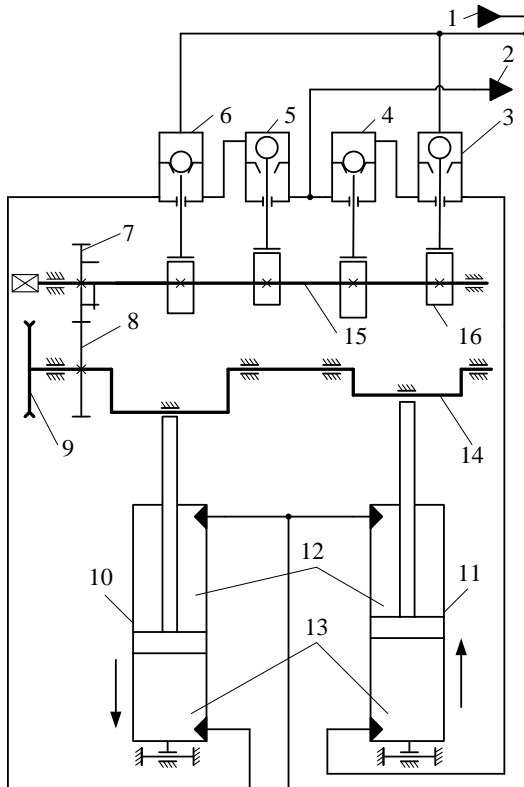


Рисунок 2.1 - Гідрравлічна схема гідромотора [2]

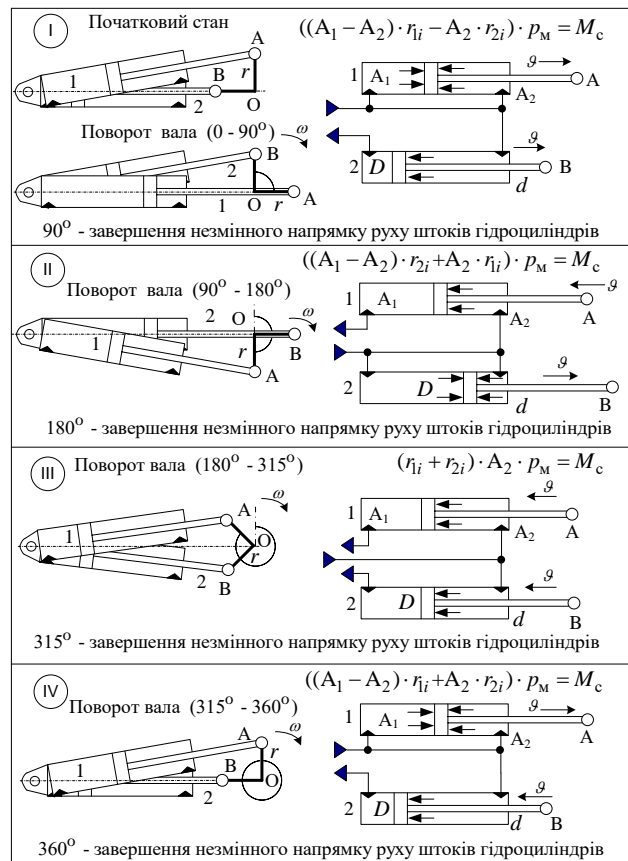


Рисунок 2.2 - Циклограми роботи гідроциліндрів гідромотора

Для виявлення особливостей роботи гідромотора (див. рисунок 2.1) необхідно його створити і виконати ряд досліджень.

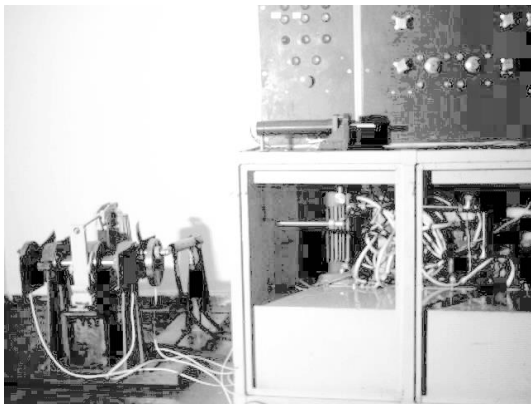
2.2 Результати реалізації гідромотора при застосуванні двох гідроциліндрів

Гідрравлічна схема гідромотора, що наведена на рисунку 2.1, реалізована у вигляді діючого макета, конструктивне виконання якого наведено на рисунку 2.3, а, б і в.

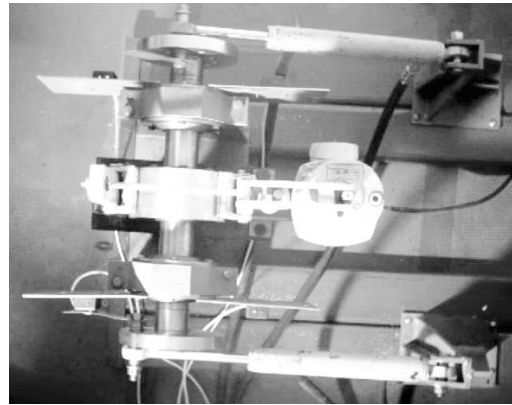
Фізичний макет гідромотора створено з використанням гідророзподільників золотникового типу з електромагнітним управлінням для приведення в рух двох гідроциліндрів.

Створення фізичного макета гідромотора (рисунок 2.3) дало можливість зробити такі висновки: а) співвідношення штока до діаметра поршня в найбільшій мірі впливає на нерівномірність тиску в гідросистемі гідромотора; б) покращення якісних характеристик гідромотора досягається при використанні

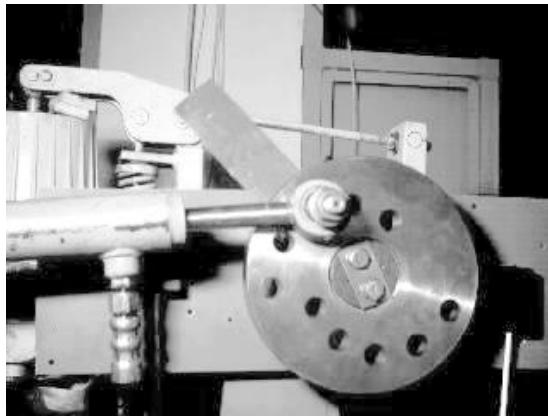
непарного числа гідроциліндрів; в) кількість гідроциліндрів, що входять в склад гідромотора, повинна складати не менше трьох.



а)



б)



в)

а) загальний вигляд; б) вигляд зверху;
в) з'єднання штока гідроциліндра з приводним валом

Рисунок 2.3 – Фізична модель високомоментного тихохідного гідромотора

2.3 Подальше удосконалення гідромоторів створених на базі гідроциліндрів

Розглянемо інші варіанти створення гідромоторів на базі гідроциліндрів, схемні рішення яких наведено на рисунку 2.4.

Джерело інформації	Характерні положення гідроциліндрів із циклограм їх роботи як умова для визначення раціонального співвідношення між діаметрами штока і поршня	Умова рівності сумарних площин
Патент Росії № 2109945, 1996 р		$A_1 - 2 \cdot A_2 = 2 \cdot A_2$ Розрахункове співвідношення діаметра штока до діаметра поршня $\epsilon = \frac{d}{D} = \frac{\sqrt{3}}{2} = 0,866$
Гідромотори модульної конструкції, створених з участю автора (варіанти схемних рішень) 1		$A_1 - A_2 = 2 \cdot A_2$ Розрахункове співвідношення між діаметрами штока і поршня $\epsilon = \frac{d}{D} = \sqrt{\frac{2}{3}} = 0,816$
2		$A_1 - A_2 = 2 \cdot A_2$ Розрахункове співвідношення між діаметрами штока і поршня $\epsilon = \frac{d}{D} = \sqrt{\frac{2}{3}} = 0,816$
3		$A_1 = 2 \cdot A_2$ Розрахункове співвідношення між діаметрами штока і поршня $\epsilon = \frac{d}{D} = \frac{\sqrt{2}}{2} = 0,707$
Рішення УППВ на видачу патенту України від 15.09.05 № 2003065556		$2 \cdot (A_1 - A_2) + A_2 = (A_1 - A_2) + 2 \cdot A_2$ Розрахункове співвідношення між діаметрами штока і поршня $\epsilon = \frac{d}{D} = \frac{\sqrt{2}}{2} = 0,707$

Рисунок 2.4 – Характерні положення гідроциліндрів із циклограм роботи для різних варіантів схемних з'єднань їх порожнин з насосом

Найбільш характерні положення із циклограм роботи, створених гідромоторів модульної конструкції з двома і трьома гідроциліндрами, показані на рисунку 2.4. Розрахункові залежності щодо визначення раціонального співвідношення між діаметром поршня і діаметром штока та залежності щодо визначення рівня пульсацій тиску в гідросистемі гідромотора наведені на рисунку 2.4 (детальні гідравлічні схеми по з'єднанню гідроциліндрів з насосом і циклограми їх роботи, згідно з дослідженнями автора, не подано). Слід зазначити, що характерні положення із циклограм роботи гідроциліндрів (див. рисунок 2.4) подані тільки ті, які в значній мірі впливають на процес виникнення пульсації тиску рідини в гідросистемі гідромотора.

За результатами досліджень, які подано на рисунку 2.4, можна зробити висновок про те, що рівняння рівноваги крутильних моментів для наведених характерних положень гідроциліндрів не збігаються між собою.

Для забезпечення рівноваги крутильних моментів необхідно визначити раціональне співвідношення між діаметрами штока і поршня, яке для відомого технічного рішення за винаходом [2] (див. рисунок 2.4) складає величину 0,866, а для схемних рішень 1, і 2 (див. рисунок 2.4) - 0,816. Для схемного рішення 3, створеного автором - 0,707. Раціональне співвідношення діаметра штока до діаметра поршня для гідромоторів з трьома гідроциліндрами, для створеного технічного рішення на рівні винаходу, складає - 0,707 (слід зазначити, що для гідромоторів з непарним числом гідроциліндрів, більше трьох, величина 0,707 є незмінною).

Дотримання раціональних співвідношень між діаметром штока і діаметром поршня для всіх схемних з'єднань насоса із порожнинами гідроциліндрів дозволять зменшити нерівномірність дії тиску (пульсації тиску) при роботі гідромотора модульної конструкції. Відомо, що розрахункові параметри гідроциліндрів практично не збігаються із стандартизованими величинами діаметрів штока і поршня, які, у свою чергу, також не збігаються із наведеними вище рекомендаціями, та це може призвести до виникнення деякого рівня пульсації тиску рідини в гідросистемі гідромотора.

Розрахункові залежності (див. рисунок 2.4), щодо визначення рівня пульсації тиску рідини в гідросистемі наведені для кожної схеми з'єднання порожнин гідроциліндрів із насосом. Розрахункові залежності щодо визначення рівня пульсації тиску, незалежно від схемного з'єднання з насосом, показують, що на величину нерівномірності дії тиску впливає величина раціонального співвідношення між діаметром штока і діаметром поршня. При проектуванні гідромоторів модульної конструкції необхідно приділяти найбільшу увагу визначенню основних параметрів гідроциліндрів, від яких залежить ефективність роботи гідромоторів модульної конструкції. На підставі поданих теоретичних досліджень доведена принципова можливість реалізації наведених схемних рішень гідромоторів модульної конструкції при мінімальній пульсації тиску рідини в гідросистемі. Зменшення діаметрів поршня і штока гідроциліндрів досягається збільшенням кількості гідроциліндрів, що забезпечують рух приводному валу гідромотора. Причому кількість гідроциліндрів, необхідних для зменшення рівня пульсацій тиску рідини, повинна бути непарною.

3 РОЗРОБКИ ГІДРОМОТОРА НА БАЗІ СТАНДАРТНИХ СИЛОВИХ ГІДРОЦИЛІНДРІВ

3.1 Розробка схеми гідромотора

Проведені пошукові експериментальні і теоретичні дослідження та виконаний аналіз циклограм роботи силових гідроциліндрів з урахуванням відомих конструктивних рішень дозволили систематизувати особливості схем зі створення гідромоторів, які наведені на рисунках 3.1 і 3.2, у вигляді двох варіантів з'єднання силових гідроциліндрів із приводним валом механізму - рядне і рівномірне розміщення їх по колу.

Переваги наведених варіантів конструктивного розміщення гідроциліндрів потребують проведення додаткових теоретичних досліджень. Разом з тим, розміщення по колу гідроциліндрів більш ефективно при створенні механізмів переміщення (мотор-

колесо), а рядне - для механізмів підйому вантажу. Із принципу роботи поршневих насосів витікає, що використання трьох гідроциліндрів, для перетворення поступального руху в обертовий, відносно двох і чотирьох гідроциліндрів є кращим варіантом, а використання п'яти гідроциліндрів є кращим варіантом, ніж при роботі трьох і шести гідроциліндрів.

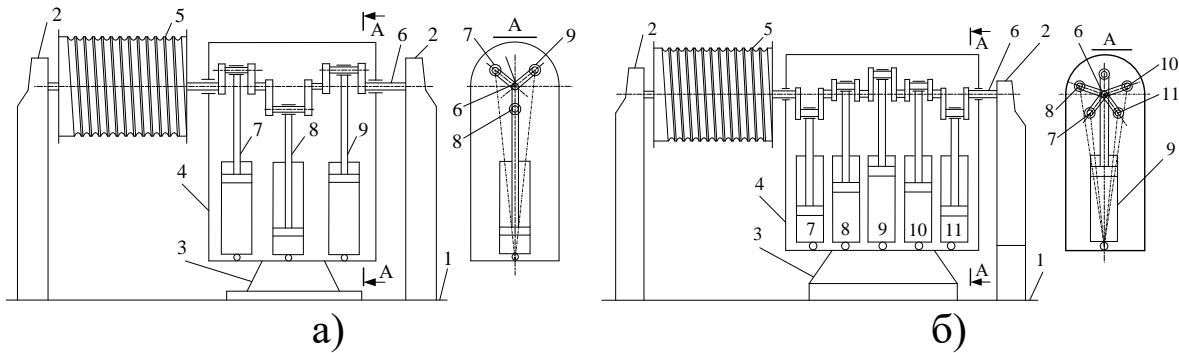


Рисунок 3.1 - Вантажопідйомний механізм крана при рядному розташуванні гідроциліндрів

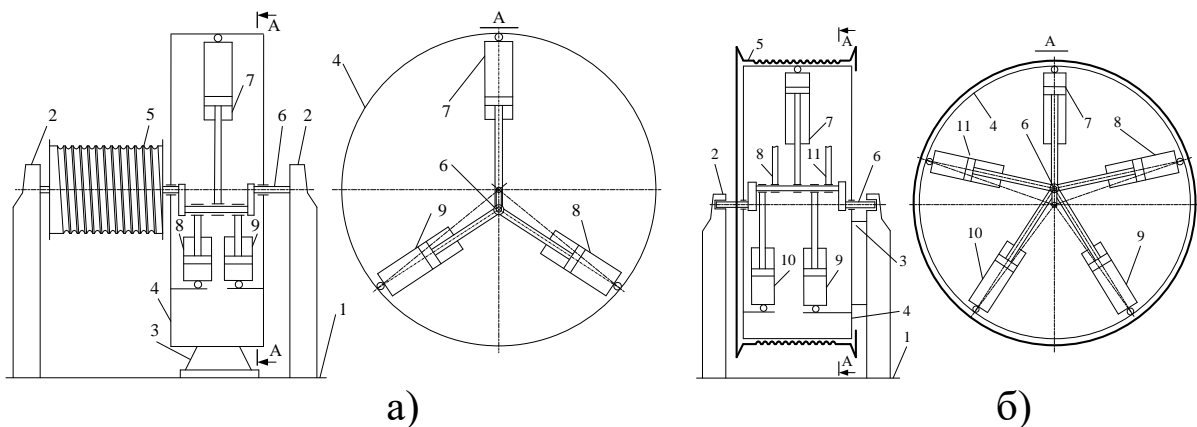


Рисунок 3.2 - Вантажопідйомний механізм крана при обводовому розташуванні гідроциліндрів

Зменшення нерівномірності дії тиску рідини на вході в гідромотор привода механізму комплексного модуля і частоти обертання його приводного вала можна забезпечити за умови дотримання рівності робочих поверхонь силових гідроциліндрів при прямому і зворотному напрямках руху їх штоків.

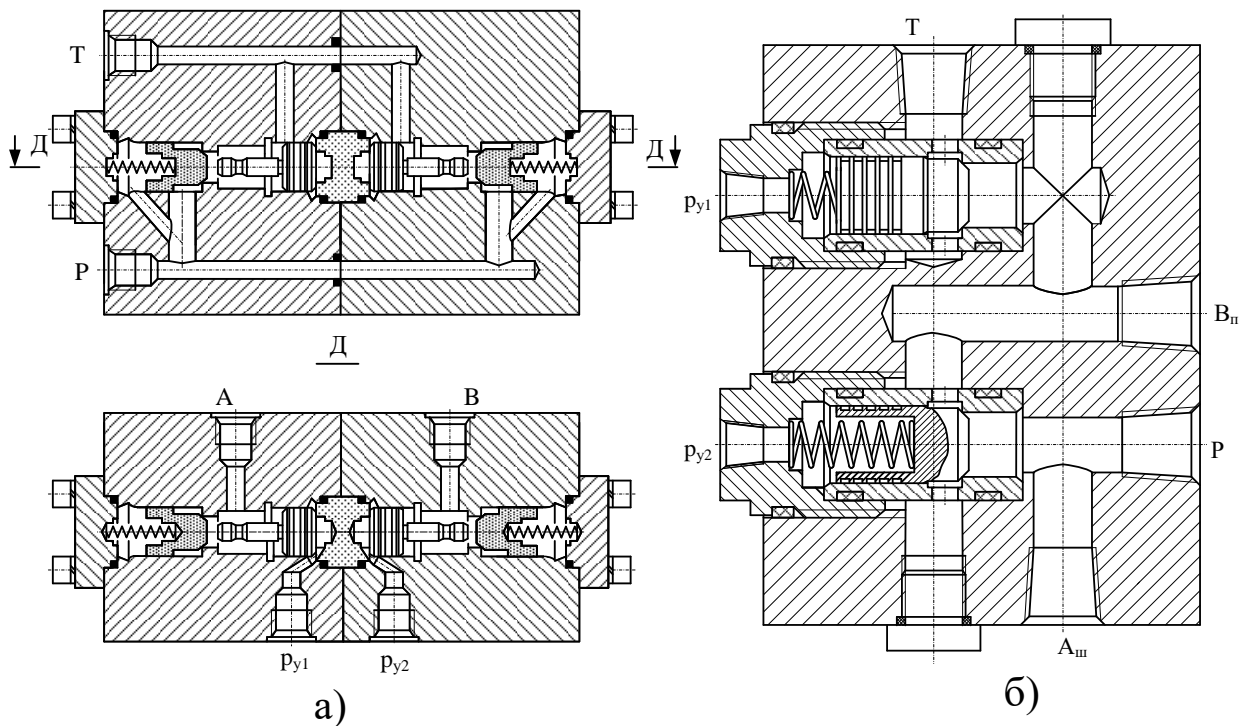
Дотримання наведеної умови можна забезпечити на підставі використання відомого способу з'єднання порожнин

гідроциліндрів із насосом з урахуванням напрямку руху штоків. Так, при прямому напрямку руху штоків поршневі і штокові порожнини необхідно з'єднувати між собою та з насосом (диференційне з'єднання), а при зворотному напрямку - тільки штокові порожнини з насосом.

Крім того, при дотриманні наведеної умови необхідно забезпечити характерне співвідношення між діаметром поршня і діаметром штока [3], яке визначається за формулою

$$\varepsilon = \frac{d}{D} = \frac{\sqrt{2}}{2}. \quad (3.1)$$

З'єднання порожнин гідроциліндрів з насосом, відповідно до наведеної вище умови, забезпечується створеними високогерметичними і швидкодіючими клапанними гідророзподільниками [4], конструкції яких наведені на рисунку 3.3, а), б).



а) з гідромеханічним керуванням; б) з гідравлічним керуванням

Рисунок 3.3 - Конструктивне виконання гідророзподільників

Узагальнюючи вищенаведене, необхідно відмітити, що для перетворення поступального руху штоків силових гідроциліндрів в обертний рух вала, тобто створення гідромоторів, наприклад, для вантажопідйомних механізмів як самостійних модулів, потрібно виконання таких умов:

- забезпечення однакових за величиною робочих поверхонь силових гідроциліндрів при переміщенні їх штоків в прямому і зворотному напрямках;

- надійна фіксація штоків гідроциліндрів при будь-якому проміжному їх положенні в процесі роботи крана;

- обмеження швидкості руху штоків гідроциліндрів при опусканні вантажу та при обертанні в процесі повороту крана.

Варіанти гідравлічних схем гідромоторів [5, 6], що призначені для різних умов їх використання в складі комплексних уніфікованих модулів, наведені на рисунку 3.4, а), б) і в).

Гідравлічна схема гідромотора, що забезпечує ефективну роботу вантажопідйомної лебідки, показана на рисунку 3.4, а). Гідравлічні схеми гідромоторів для механізмів, де не використовується система фіксації штоків гідроциліндрів у будь-якому проміжному положенні, подані на рисунку 3.4, б) і в).

Гідравлічна схема гідромотора (рисунок 3.4, а) забезпечує функціонування вантажопідйомної лебідки і працездатність інших механізмів крана, які на даній схемі не показані. Виходячи з цього вона є фрагментом загальної гідросистеми крана. Основними складовими наведеного фрагменту гідросистеми є однотипні блоки М. Кількість блоків М бажано приймати непарною, що дозволяє зменшити нерівномірність дії тиску в гідросистемах механізмів крана. Особливості функціонування гідромотора (рисунок 3.5, а) в складі вантажопідйомної лебідки визначаються наступним. Надійна фіксація штоків гідроциліндрів 1 забезпечується клапанним гідророзподільником 10 з автоматичним замиканням порожнин гідроциліндрів при відсутності сигналів y_1 і y_2 гідромеханічного керування, що сприймає запірно-регулюючий елемент гідророзподільника. Однакова величина робочих поверхонь силових гідроциліндрів, при прямому і зворотному напрямках руху, забезпечується гідророзподільником 10 за рахунок з'єднання порожнин 2 і 3

гідроциліндра 1 з насосом 29 за диференційною схемою, (положення II). Зворотний хід штока забезпечується гідророзподільником 10 при подачі рідини від насоса 29 в штокову порожнину 3 гідроциліндра 1, (положення III). Сповільнений рух штоків гідроциліндрів 1, при опусканні вантажу, забезпечується (гальмівним) урівноважувальним клапаном 6 із дистанційним керуванням, який умикається гідророзподільником 13 (положення II).

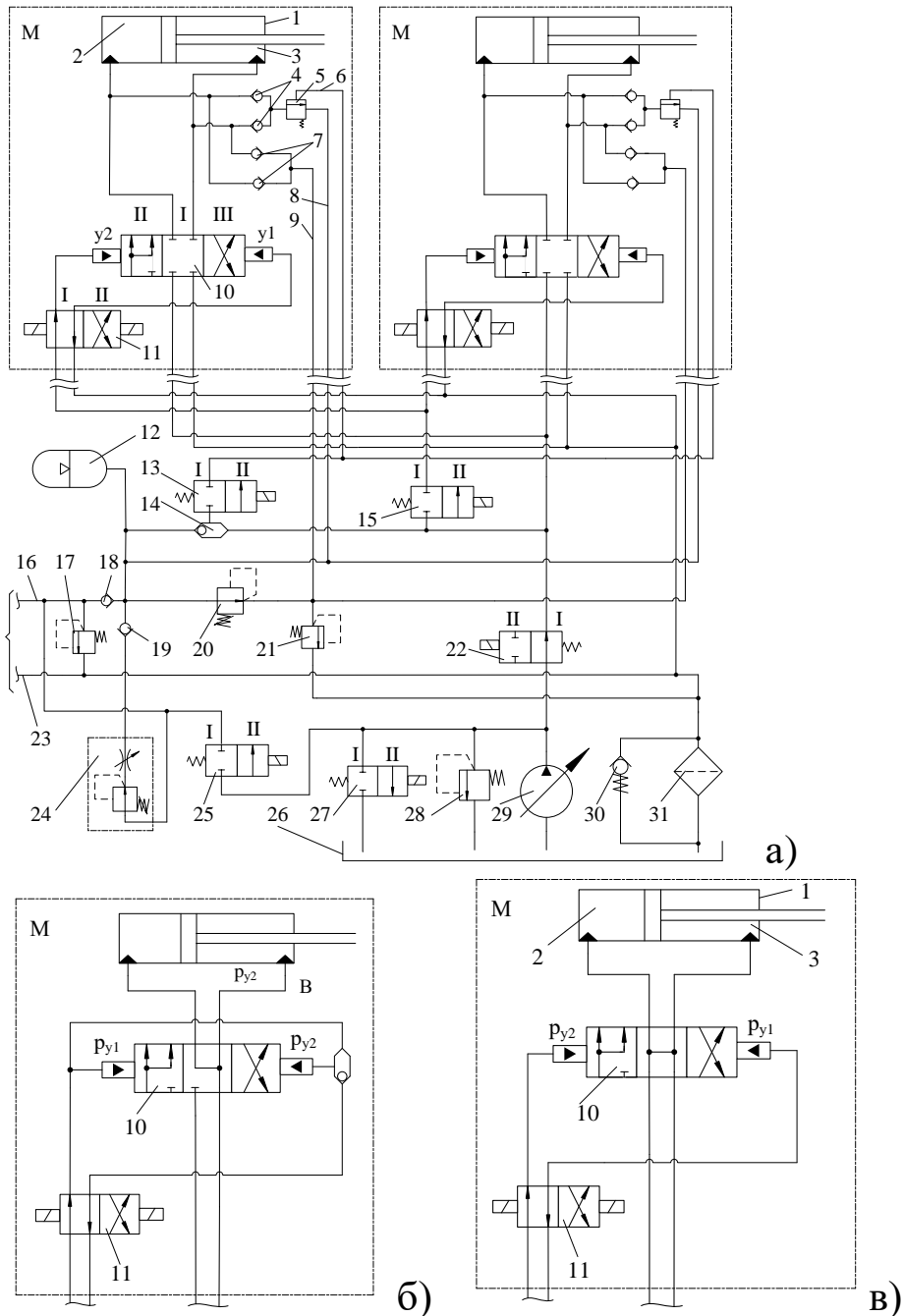


Рисунок 3.4 - Гідравлічні схеми гідромоторів, створених при використанні за схемними рішеннями гідророзподільників

При заміні традиційного гідромотора на гідромотор нового конструктивного виконання, на підставі вищенаведеного, відпадає необхідність у використанні гальмівного пристрою (і редуктора, обґрунтування наведено нижче) в складі вантажопідйомного механізму крана.

Розроблена гідросистема гідромотора забезпечує в процесі роботи використання сумарної енергії, перша, що з'являється при опусканні вантажу (рекуперація енергії), а друга – енергія насоса, яка не витрачається на опускання вантажу і обидві направляються до нового споживача по гідролінії 16 або до гідроакумулятора 12.

Розглянемо принцип роботи нового гідромотора згідно з рисунком 3.4, а). Живлення гідросистеми здійснюється насосом 29. Для забезпечення необхідного рівня чистоти робочої рідини в гідросистемі використовується фільтр 31.

Для захисту фільтруючого елемента від пошкодження при збільшенні тиску рідини по мірі його засмічення використовується клапан 30. Захист насоса від перевантаження забезпечується запобіжним клапаном 28.

В гідросистемі паралельно з клапаном 28 встановлений гідророзподільник 27 типу 2/2 (який з'єднаний двома пристикованими лініями і має два робочих положення). В позиції I гідророзподільник 27 забезпечує робочий режим гідромотора, а в позиції II розвантаження гідросистеми. Це забезпечує економію потужності, споживаної насосом, коли гідромотор і гідросистема крана не завантажені. Увімкнення ділянки гідросистеми, яка створює умови для гідромеханічного керування гідророзподільником 10, забезпечується гідророзподільниками 15 і 11 типу 2/2. Гідророзподільник 15 в позиції II підключає, а в позиції I відключає гідромеханічне керування, а гідророзподільник 11 забезпечує увімкнення позицій II і III гідророзподільника 10. Керування процесом опускання вантажу забезпечується одночасним переведенням гідророзподільників 13 і 25, типу 2/2, в позицію II. Цим забезпечується пропускання рідини із порожнин силових гідроциліндрів до споживачів енергії по гідролінії 8 (рекуперація енергії) через зворотні клапани 4 і гальмівний клапан 5 при подачі на нього гідравлічного сигналу по гідролінії 6 від насоса 29 або гідроакумулятора 12 через

клапан 14 і гідророзподільник 13. Для усунення кавітації в поршневій 2 і штоковій 3 порожнинах гідроциліндра 1 використовуються зворотні клапани 7, по яких робоча рідина по гідролінії 9 через редуційний клапан 20 може надходити від двох джерел, зокрема, від гідроакумулятора 12 або від насоса 29 через регулятор потоку 24 і зворотний клапан 19. Захист цієї ділянки гідросистеми від перевищення тиску забезпечується сумісно зворотним клапаном 18 і запобіжним клапаном 21. Одночасно з цим робоча рідина із масляного бака 26 насосом 29 через гідророзподільник 25 при знаходженні його в позиції II через гідролінію 16 направляється до іншого споживача, (на гідросхемі не показано). Захист цього споживача від перевищення тиску рідини забезпечується запобіжним клапаном 18. Повернення рідини в масляний бак гідросистеми виконується через гідролінію 23.

Один із варіантів виконання моделі гідромотора на базі трьох гідроциліндрів наведено на рисунку 3.5.

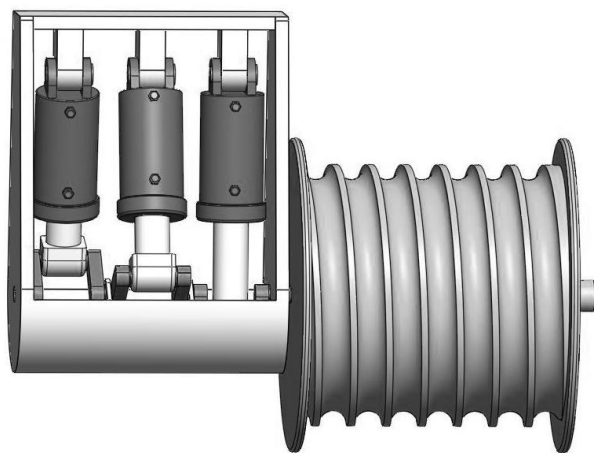


Рисунок 3.5 - Модель гідромотора для привода кранового устаткування при рядному розташуванні гідроциліндрів

Модель гідромотора показана в з'єднанні з барабаном механізму підйому вантажу, наприклад для мобільного гідрофікованого крана.

3.2 Визначення потужності гідромотора створеного на базі гідроциліндрів для механізму підйому вантажу

3.2.1 Вибір каната для поліспасти механізму підйому вантажу

Схему механізму підйому вантажу наведено на рисунку 3.6. Для функціонування даного механізму необхідно розрахувати і вибрати такі параметри таких конструктивних елементів механізму: гідромотор – I, вантажний барабан – II та вантажний канат – III поліспасти – VI.

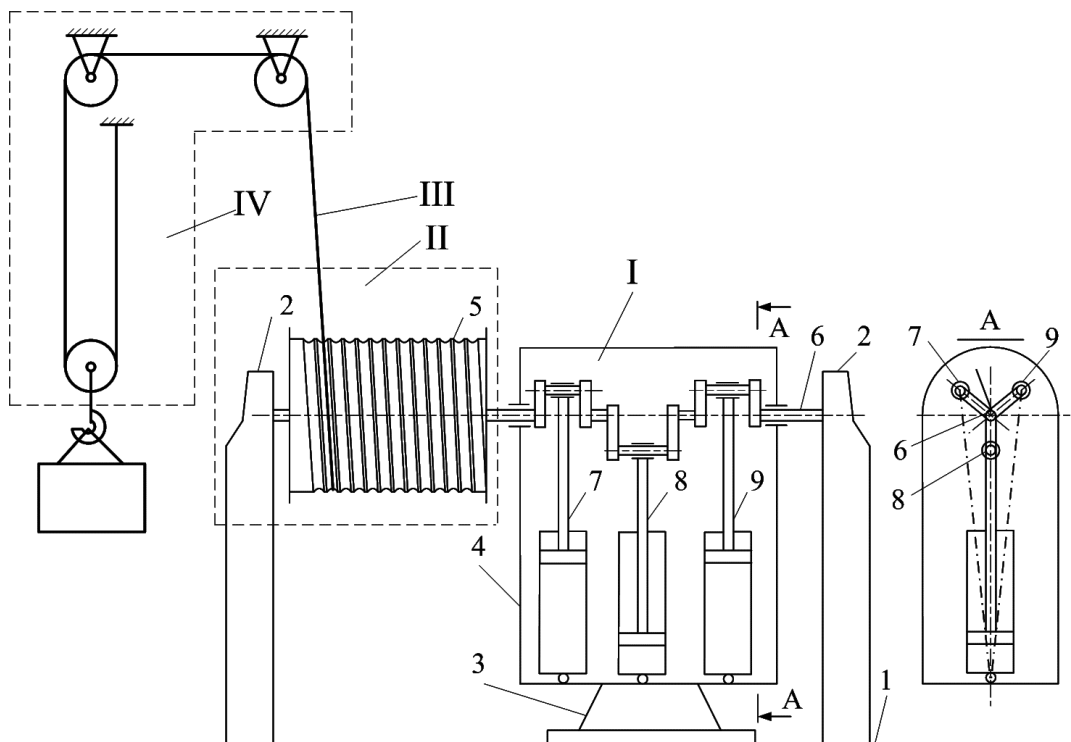


Рисунок 3.6 – Спрощена схема механізму підйому вантажу

Приймаємо простий поліспаст, наприклад $m=2$, при використанні якого забезпечується вертикальне переміщення вантажу і однакове навантаження на підшипники барабана незалежно від висоти підйому вантажу. Відповідно кратність поліспасти механізму підйому вантажу складає $i_n = 2$. Максимальне зусилля в канаті складатиме величину

$$S_{ном} = \frac{(Q + G_n) g}{m \eta_n}, \quad (3.2)$$

де Q - маса вантажу, кг;

G_n - маса крюкової підвіски, кг;

m - кількість ниток канату, що утримують вантаж;

η_n - 0,97 – ККД. поліспасти.

Маса крюкової підвіски визначається за формулою

$$G_n = 0,03 \cdot Q. \quad (3.3)$$

$$G_n = 0,03 \cdot 1000 = 30 \text{ кг.}$$

Тоді максимальне зусилля в канаті складатиме значення

$$S_{ном} = \frac{(1000 + 30) 9,81}{2 \cdot 0,97} = 5200 \text{ Н.}$$

Найменше зусилля в канаті

$$S_{min} = \frac{G_n g}{m \eta_n}. \quad (3.4)$$

$$S_{min} = \frac{30 \cdot 9,81}{2 \cdot 0,97} = 151,7 \text{ Н. Н.}$$

Розрахункове розривне зусилля каната в цілому

$$S_{разр} = S_{ном} \cdot K, \quad (3.5)$$

де K - коефіцієнт запасу міцності каната для режиму 2М, (№ 4)
 $K = 4$ (таблиця 3.1).

$$S_{разр} = 5200 \cdot 4 = 20800 \text{ Н.}$$

Таблиця 3.1 – Коефіцієнт K в залежності від групи режиму роботи механізму

№	Класифікаційна група механізмів за рівнем навантаження			K
	Режим роботи	згідно з ІСО 4301/1	згідно з вітчизняними стандартами	
1	Л	М1	1М	3,15
2	Л	М2	1М	3,35
3	Л	М3	1М	3,55
4	Л	М4	2М	4,0
5	Л	М5	3М	4,5
6	С	М6	4М	5,6
7	Т	М7	5М	7,1
8	ВТ	М8	6М	9,0

Застосуємо, згідно з довідковими даними, канат подвійної завивки типу ЛК-3, 6 х 25 дротів з одним органічним сердечником $d_k = 8,1$ мм, ДСТ 7668-80, з розривним зусиллям, що складає, згідно з паспортними даними, $F_p = 23500$ Н.

Фактичний K_ϕ запас міцності каната складає величину

$$K_\phi = \frac{F_p}{S_{ном}}. \quad (3.6)$$

$$K_\phi = \frac{23500}{5200} = 4,5.$$

Визначення загальних розмірів барабана

Мінімальний діаметр барабана D_1 , блоків крюка D_2 , напрямних блоків D_3 , який вимірюється посередині лінії навитого канату, наприклад, для режиму 2М:

$$\begin{aligned} D_1 &\geq h_1 \cdot d_k \quad \text{мм;} \\ D_2 &\geq h_2 \cdot d_k \quad \text{мм;} \\ D_3 &\geq h_3 \cdot d_k \quad \text{мм,} \end{aligned} \quad (3.7)$$

де h_1, h_2, h_3 - коефіцієнти вибору діаметрів барабана, блоків крюка, напрямних блоків відповідно (таблиця 3.2). Значення коефіцієнтів приймемо для рівня навантаження механізму підйому вантажу, наприклад, за № 4.

Таблиця 3.2 – Коефіцієнти вибору h_1, h_2, h_3

№	Класифікація групи механізму за вітчизняним стандартом	Коефіцієнти вибору діаметра для		
		барабана h_1	блоків крюка h_2	вирівнювального блока h_3
1	1М	11,2	12,5	11,2
2	1М	12,5	14,0	12,5
3	1М	14,0	16,0	12,5
4	2М	16,0	18,0	14,0
5	3М	18,0	20,0	14,0
6	4М	20,0	22,4	16,0
7	5М	22,4	25,0	16,0
8	6М	25,0	28,0	18,0

$$D_1 = 16 \cdot 8,1 = 129,6 \text{ мм};$$

$$D_2 = 18 \cdot 8,1 = 145,8 \text{ мм};$$

$$D_3 = 14 \cdot 8,1 = 113,4 \text{ мм}.$$

Приймаємо стандартне значення для всіх складових механізму однаковими, зокрема, $D_1 = D_2 = D_3 = Db = 140 \text{ мм}$.

Потужність двигуна, яка витрачається на підйом вантажу, кВт,

$$N_d = \frac{Q \cdot v_{zp}}{1000 \cdot \eta_M}, \quad (3.8)$$

де v_{zp} - стала швидкість вантажу, м/с;

$\eta_M = 0,9$ - загальний ККД поліспасти і барабана механізму підйому вантажу.

$$N_d = \frac{10000 \cdot 0,2}{1000 \cdot 0,9} = 2,2 \text{ кВт.}$$

Тобто гідромотор на базі гідроциліндрів повинен передавати потужність на рівні не менше як 2,2 кВт.

3.3 Визначення параметрів гідроциліндрів і насосної установки для приводу гідромотора механізму підйому вантажу

Визначаємо параметри гідроциліндрів.

Розрахунковий діаметр поршня D_p визначаємо в залежності від необхідної потужності

$$D_p = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 10^6 \cdot N_d}{p_{\text{мн}} \cdot \omega_m \cdot Z \cdot \varepsilon^2 \cdot kd \cdot \eta_m}}, \quad (3.9)$$

де $p_{\text{мн}} = 6,3$ (10, 12,5, 16 прийняти самостійно) - номінальний тиск рідини на виході насоса, МПа;

n_m - частота обертів вала гідромотора, номінальна, об/хв;

$Z = 3$ - кількість гідроциліндрів;

ε - визначається як відношення діаметра штока до діаметра поршня і приймається величина на рівні 0,707;

kd - кратність дії гідроциліндра, приймається $kd = 2$;

$\eta_r = 0,6$ - ККД гідропривода мотора.

Частота обертів і кутова швидкість вала гідромотора визначаються за формулами

$$n_m = \frac{60 \cdot v_k}{\pi \cdot Db}, \quad \omega_m = \frac{2 \cdot v_k}{Db}, \quad (3.10)$$

де $v_k = v_{zp} i_n$ швидкість каната, що надходить на барабан, складає величину 0,4 м/с.

За розрахунками, частота обертів і кутова швидкість вала гідромотора складають величини

$$n_m = \frac{60 \cdot 0,4}{3,14 \cdot 0,14} = 54.567 \text{ об/хв}, \quad \omega_m = \frac{2 \cdot 0,4}{0,14} = 5.714 \text{ рад.}$$

На підставі відомих даних розрахунковий діаметр поршня циліндра складатиме величину

$$D_p = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 10^6 \cdot 2,2}{6,3 \cdot 5,714 \cdot 3 \cdot 2 \cdot 0,707^2 \cdot 0,9}} = 56,58 \text{ мм.}$$

Отримане значення внутрішнього діаметра циліндра (зовнішнього для поршня) необхідно округлити до стандартної величини. Основний стандартний ряд чисел складає: (2; 2,5; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500).

Крім основного, існує додатковий ряд чисел - (11,2; 14; 18; 22,4; 28; 36; 45; 56; 71; 90; 112; 140; 180; 224; 280; 360; 450; 560). При виборі діаметра поршня слід віддавати перевагу основному ряду чисел над додатковим. Величину стандартного діаметра поршня позначимо, як D .

$$D = 56 \text{ мм.}$$

Розрахунковий діаметр штока можна визначити за формулою

$$d_p = D \frac{\sqrt{2}}{2}. \quad (3.11)$$

$$d_p = 56 \frac{\sqrt{2}}{2} = 39,6 \text{ мм.}$$

Величину стандартного діаметра штока, як d .

$$d = 40 \text{ мм.}$$

Коефіцієнт, обумовлений відношенням діаметра штока до діаметра поршня, складає

$$\varepsilon = \frac{d}{D}, \quad \varepsilon = \frac{40}{56} = 0,714. \quad (3.12)$$

Хід штока гідроциліндра, використовуючи параметр kr , визначається за формулою

$$s = kr \cdot D, \quad (3.13)$$

де kr – співвідношення ходу штока до діаметра поршня, складає 0,9 ... 1,5, приймаємо значення $kr=1$.

$$s = 1,0 \cdot 56 = 56 \text{ мм.}$$

Величина радіуса кривошипа становить

$$r = \frac{s}{2}, \quad r = \frac{56}{2} = 28 \text{ мм.} \quad (3.14)$$

Розрахунок параметрів насоса

Об'єм рідини, яка споживається гідроциліндрами гідромотора, складає величину, $\text{дм}^3/\text{хв}$,

$$Q_{\text{ц}} = \frac{N_{\text{д}} \cdot 60}{p_{\text{мн}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{г}}}, \quad (3.15)$$

де $R_{\text{ц}}$ - зусилля, яке передає гідроциліндр, кН;

$v_{\text{ш}}$ - швидкість переміщення штока, м/с;

$p_{\text{мн}}$ - номінальний тиск, МПа.

$\eta_{\text{г}} = 0,6$ - ККД гідропривода мотора.

$$Q_{\text{ц}} = \frac{2,2 \cdot 60}{6,3 \cdot 0,9 \cdot 0,55} = 42,328 \text{ дм}^3/\text{хв.}$$

Для забезпечення функціонування гідроциліндрів, з заданими параметрами, необхідно, щоб об'єм рідини, який споживається гідроциліндрами, дорівнював подачі насоса, тобто

$$Q_{ц} = Q_{н}. \quad (3.16)$$

Використовуючи дане співвідношення, визначимо розрахунковий об'єм робочої камери насоса, см³/об,

$$V_{кр} = \frac{Q_{н} \cdot 1000}{n_{н}}, \quad (3.17)$$

де $n_{н}$ - номінальна частота обертання вала насоса, об/хв.

Номінальна частота обертання вала насоса $n_{н}$, в основному, знаходиться в межах 1500 об/хв, яку і слід прийняти. При проектуванні гідروпривода машини необхідно забезпечити умову, за якої частота обертання вала насоса була би близькою до номінальної частоти обертання вала насоса для забезпечення найбільшого коефіцієнта корисної дії (ККД) насоса і гідросистеми в цілому

$$V_{кр} = \frac{42,328 \cdot 1000}{1500} = 28,219 \text{ см}^3/\text{об}.$$

Обираємо насос, параметри якого наведено згідно з таблицею 3.3.

Таблиця 3.3 – Технічна характеристика насоса НШ-32

Параметри	НШ-32К
Робочий об'єм, см ³ /об	31,5
Тиск, МПа: - номінальний - максимальний (при спрацьовуванні запобіжного клапана)	10 14
Діапазон робочих частот обертання, об/хв	1200-1920
Номінальна частота обертання, об/хв	1500
Робоча рідина	Масло індустріальне 40 А або 50 А за ГОСТ 20799-75
Об'ємний ККД	0,92
Загальний ККД	0,8

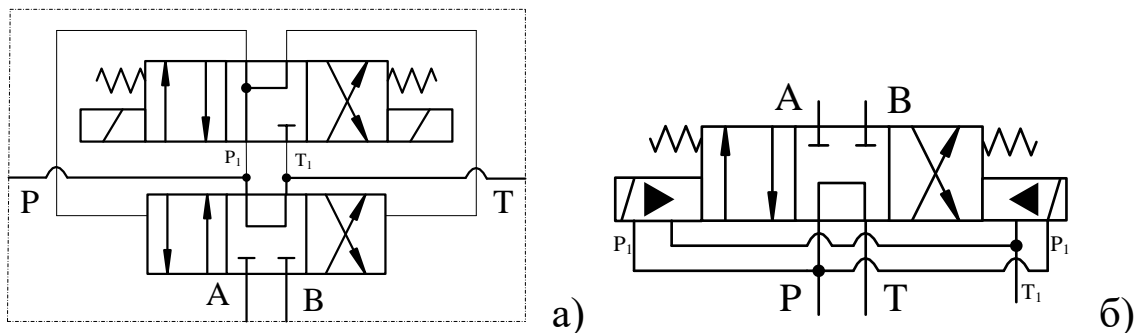
Додатково визначити і прийняти:

- діаметри гідроліній;
- ємність масляного бака;
- параметри фільтра і запобіжного клапана.

4 РОЗРОБКА СИСТЕМИ АВТОМАТИЗОВАНОГО УПРАВЛІННЯ ГІДРОРОЗПОДІЛЬНИКАМИ ГІДРОМОТОРА, СТВОРЕНОГО НА БАЗІ ГІДРОЦИЛІНДРІВ

4.1 Аналіз конструкцій гідророзподільників з електромагнітним управлінням

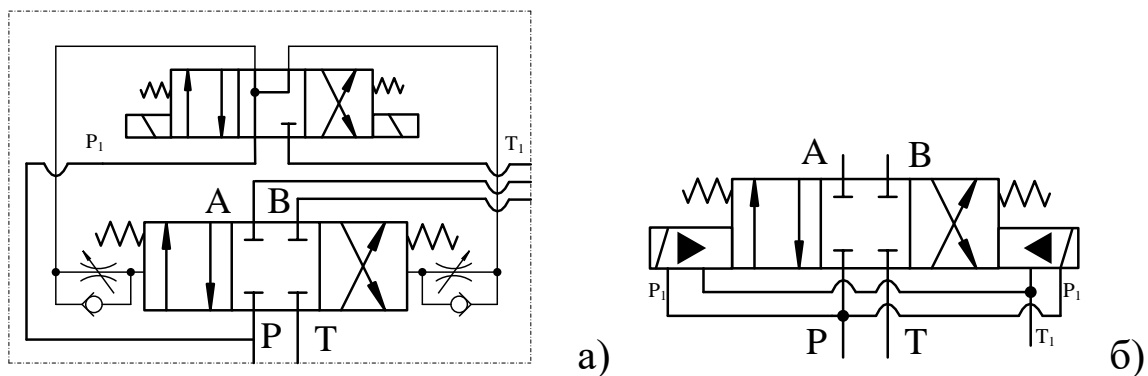
Гідророзподільники умовно поділяються на одно- і двокаскадні. Схемні рішення двох каскадних гідророзподільників наведено на рисунках 4.1 і 4.2.



а) – розширене позначення; б) – спрощене позначення

Рисунок 4.1 – Умовне позначення двох каскадних гідророзподільників з відкритим центром

Одним із напрямків застосування принципу двокаскадного керування золотником гідророзподільника є використання системи типу «сопло-заслінка».



а) – розширене позначення; б) – спрощене позначення

Рисунок 4.2 – Умовне позначення двох каскадних гідророзподільників з закритим центром

4.2 Застосування системи управління гідророзподільником типу «сопло-заслінка (затулка)» для привода гідроциліндрів гідромотора з обертовим рухом вала

Застосування системи типу «сопло-заслінка» для привода гідроциліндрів гідромотора з обертовим рухом наведено на рисунку 4.3.

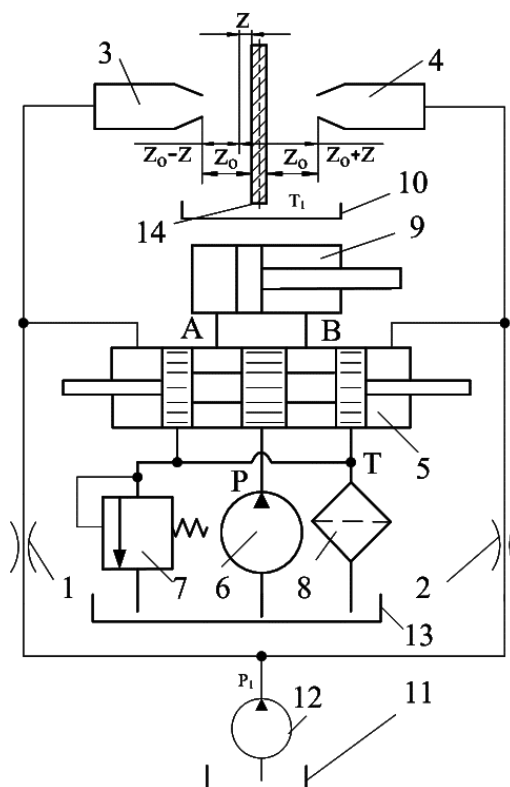


Рисунок 4.3 – Керування переміщенням золотника розподільника завдяки застосуванню системи «сопло-заслінка»

Позначення на рисунку 4.3 відповідають такому: 1, 2 – дросель з незмінним прохідним перерізом; 3, 4 – здвоєна система «сопло – заслінка» (регульований і нерегульований дросель); 5 – гідророзподільник; 6 – основний насос; 7 – клапан запобіжний основної системи; 8 – фільтр; 9 – силовий гідроциліндр; 10, 11, 13 – масляний бак; 12 – насос управління; 14 – заслінка (затулка).

Застосування системи «сопло-заслінка» забезпечує керування переміщенням золотника гідророзподільника 5, а відповідно рухом штока гідроциліндра 9 в залежності від положення заслінки відносно сопла. Прийmemo, наприклад, для основної системи такі дані: $P = 10$ МПа, а $Q = 60$ дм³/хв. Для системи «сопло-заслінка» параметри управління складають, наприклад, такі дані: $P_k \cong 1$ МПа, а $Q_k \cong 6$ дм³/хв. Тоді можна записати, що потужності для обох систем визначаються за формулами

$$N_{осн} = \frac{PQ}{60}, \quad (4.1)$$

$$N_{всп} = \frac{P_k Q_k}{60} \quad (4.2)$$

На підставі залежностей (3.1) і (3.2) визначимо коефіцієнт підсилення

$$k = \frac{PQ}{P_k Q_k} = \frac{10 \cdot 60}{1 \cdot 6} = 100.$$

Еквівалентна, спрощена схема системи «сопло-заслінка», відносно схеми наведеної вище, подана на рисунку 4.4.

Позначення на рисунку 4.4 відповідають наступному. Зокрема, 1, 2 – дроселі з незмінним прохідним перерізом і тиском рідини на виході P_3, P_4 , а на вході P_k ; 3, 4 – дроселі зі змінним прохідним перерізом і тиском рідини на вході P_3, P_4 , а на виході $P_{зл}$.

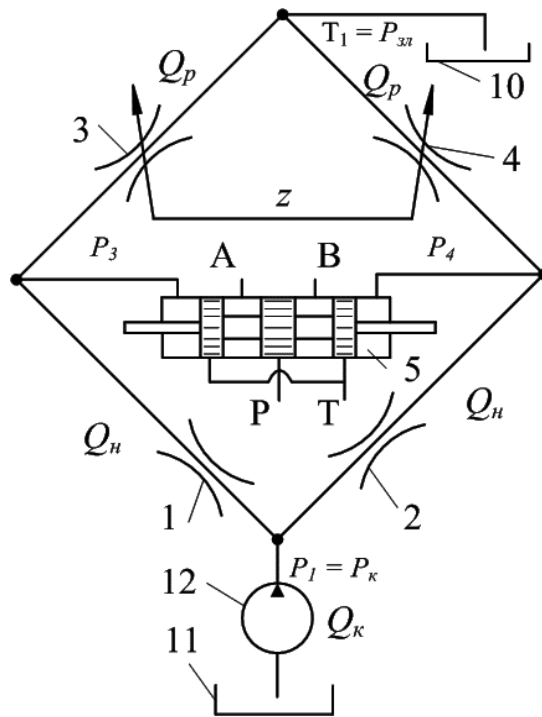
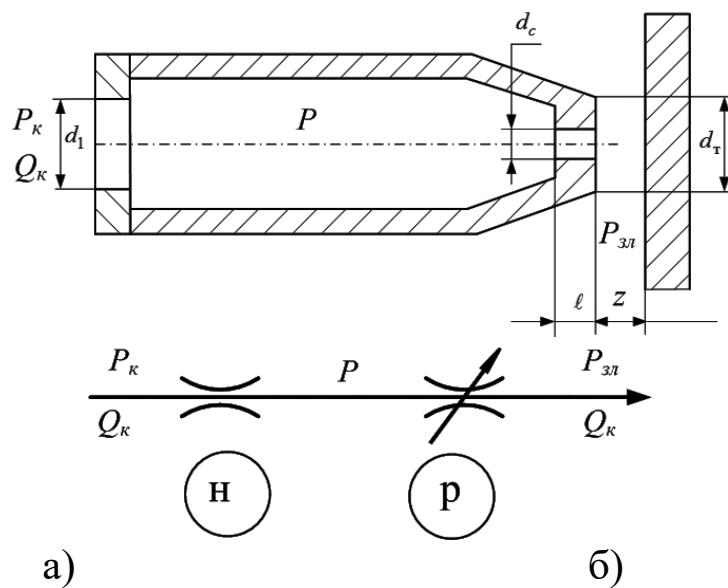


Рисунок 4.4 – Еквівалентна схема системи «сопло-заслінка»



а) – конструктивне рішення; б) – еквівалентна схема

Рисунок 4.5 – Гідравлічний підсилювач «сопло-заслінка»

Конструктивні параметри системи «сопло-заслінка» з нерегульованим дроселем (н) і регульованим дроселем (р) приймаються за умови, що $d_c \approx 1$ мм, такими:

$$\begin{aligned} \ell &\approx d_c \approx 1 \text{ мм}, \\ d_1 &\approx (2 \div 3) d_c, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} z &\approx (0,1 \div 0,2) d_c, \\ d_T &\approx (1,3 \div 1,5) d_c. \end{aligned}$$

Перепад тиску рідини на різних ділянках системи «сопло-заслінка»:

$P_o = P_\kappa - P_{зл}$ - загальний перепад тиску в системі «сопло-заслінка»;

$\Delta P = P_\kappa - P$ - перепад тиску на дроселі з незмінним прохідним перерізом;

$\Delta P_p = P - P_{зл}$ - перепад тиску на дроселі зі змінним прохідним перерізом.

Позначення на рисунку 4.5 відповідають такому: P_κ - тиск подачі рідини, $P_{зл}$ - тиск в зливній магістралі.

Наведені вище рівняння перепишемо у вигляді

$$\begin{aligned} P_\kappa &= \Delta P_n + P, \\ P_{зл} &= P - \Delta P_p. \end{aligned}$$

Витрати рідини $Q_{\partial p}^n$ і $Q_{\partial p}^p$ через дроселі з постійним і змінним прохідним перерізом складають величини

$$Q_{\partial p}^n = \mu_n \bar{F}_{\partial p} \sqrt{\frac{2(P_\kappa - P)}{\rho}},$$

$$Q_{\partial p}^p = \mu_p \tilde{F}_{\partial p} \sqrt{\frac{2(P - P_{зл})}{\rho}},$$

де $\bar{F}_{\partial p}$, $\tilde{F}_{\partial p}$ - площа прохідного каналу для дроселя з постійним і змінним прохідним перерізом, відповідно;

μ_n , μ_p - коефіцієнти витрат дроселя з постійним і змінним перерізом прохідного каналу, відповідно.

Прийняти $\mu_n = 0,7$, а $\mu_p = 0,6$.

Слід зазначити, що $Q_{\partial p}^h = Q_{\partial p}^p$. Рівність витрат рідини свідчить про нерозривність потоку рідини в системі «сопло-заслінка», тобто можна записати

$$\mu_n \bar{F}_{\partial p} \sqrt{\frac{2(P_k - P)}{\rho}} = \mu_p \tilde{F}_{\partial p} \sqrt{\frac{2(P - P_{зл})}{\rho}}.$$

Прийmemo, наприклад, що $\mu_n \bar{F}_{\partial p} \sqrt{\frac{2}{\rho}} = G_n$ $\mu_p \tilde{F}_{\partial p} \sqrt{\frac{2}{\rho}} = G_p$, тоді наведене вище рівняння запишемо у вигляді

$$G_n \sqrt{(P_k - P)} = G_p \sqrt{(P - P_{зл})}.$$

Отриману залежність перетворимо і запишемо у вигляді

$$G_n^2 (P_k - P) = G_p^2 (P - P_{зл}).$$

На підставі отриманої залежності можна знайти величину дії тиску P рідини у вигляді рівняння

$$P = \frac{G_n^2 P_k}{G_n^2 + G_p^2} \quad \text{або у вигляді} \quad P = \frac{P_k}{1 + c^2 z^2}, \quad (4.3)$$

де $c = \frac{16 \mu_p^2 d_c^2}{\mu_n^2 d_1^4}$ – розмірний параметр залежності (4.3).

Отримане рівняння (4.3) описує зміну тиску рідини в залежності від положення заслінки, тобто $P = f(z, P_k)$.

Графічне рішення рівняння (4.3) подано на рисунку 4.6, а).

Слід зазначити, що дане рівняння відображає собою силову характеристику системи «сопло – заслінка».

У залежності $Q = \mu_p \pi d_c z \sqrt{\frac{2(P - P_{сл})}{\rho}}$, можна прийняти, що $P_{сл} = 0$, тоді це рівняння можна записати з урахуванням (4.3) у вигляді

$$Q = \mu_p \pi d_c z \sqrt{\frac{2 P_\kappa}{\rho (1 + c^2 z^2)}}. \quad (4.4)$$

Характеристика рівняння (4.4) виражає собою витрати рідини в залежності від положення заслінки і подається у вигляді $Q = f(z, P_\kappa)$. Графічне рішення цього рівняння подано на рисунку 4.6, б).

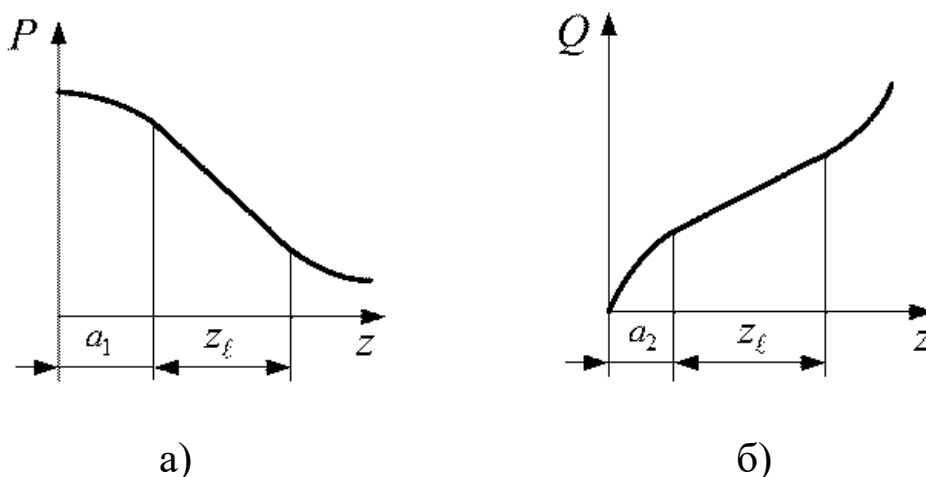


Рисунок 4.6 – Характер зміни витрат рідини в залежності від положення заслінки

На підставі графічного рішення (4.3) і (4.4) визначити z лінійний діапазон роботи системи «сопло-заслінка», якщо тиск рідини P_κ на вході в сопло відомий, а інші параметри прийняти самостійно.

Для якісної роботи системи «сопло – заслінка» використовують тільки лінійні ділянки z_ℓ залежностей $P = f(z, P_\kappa)$ та $Q = f(z, P_\kappa)$. При цьому бажано забезпечити рівність початкових ділянок на графіках (див. рисунок 4.6, а) та 4.6, б), тобто слід забезпечити умову, щоб $a_1 \cong a_2$.

Крім того, необхідно розробити систему взаємозв'язку управління «сопло-заслінка» з дотриманням одночасно заданого напрямку руху штоків гідроциліндрів з забезпеченням можливостей реверсування рухом вала гідромотора.

ВИСНОВКИ

Особливістю гідромоторів, створених на базі стандартних гідроциліндрів, є те, що в процесі роботи даного гідромотора робочими є і поршнева, і штокова порожнини гідроциліндрів, що досягається за рахунок їх диференційного з'єднання (при прямому напрямку руху штока робоча рідина подається як в поршневу, так і в штокову порожнини, а при зворотному - тільки в штокову).

Використання стандартних гідроциліндрів для виготовлення гідромотора зменшує трудомісткість виготовлення такого привода. Умови роботи таких гідромоторів відрізняються тим, що він здатний працювати на відносно малих величинах частоти обертів вала гідромотора, які можуть складати від одного і менше та до декількох сотень обертів за хвилину.

Створення лабораторного устаткування або макетного зразка мотора дозволить забезпечити умови для більш глибокого вивчення фізики процесу управління гідророзподільниками і відповідно рухом штоків гідроциліндрів при зниженні рівня коливання тиску рідини на виході насоса з одночасним підвищенням рівня навчального процесу, направлено на проектування подібних гідромоторів для різних механізмів будівельних, колійних та вантажно-розвантажувальних машин.

Список літератури

1 Аврунін Г.А. Основи об'ємного гідропривода і гідроавтоматики [Текст]: навч. посібник / Г.А. Аврунін. – Харків: ХНАДУ, 2009. – 424 с.

2 Гидромеханический привод горной машины [Текст]: пат. № 2109946 Россия: МКИ⁶ E 21 C 29/00, 31/00 / Бордунов Л.Д.; заявл. 01.10.1996; опубл. 27.04.1998, Бюл. № 32. – 4 с.

3 Васильев, Б.А. Гидравлические машины [Текст] / Б.А. Васильев, Н.А. Грецов. - М.: Агропромиздат, 1988. - 272 с.

4 Ремарчук, М.П. Вдосконалення конструкцій клапанних гідророзподільників для гідросистем мобільних машин [Текст] / М.П. Ремарчук / Науковий вісник будівництва, - Харків: ХДТУБА, 2004. - Вип. 27. - С. 167-174.

5 Ремарчук, М.П. Створення гідромоторів на основі використання стандартних силових гідроциліндрів [Текст] / М.П. Ремарчук, А.П. Холодов, Я.В. Чмуж, Т.Т. Байрамашвілі / Науковий вісник будівництва. - Харків: ХДТУБА; ХОТВ АБУ, 2010 – Вип. 57. – С. 430-435.

6 Ремарчук, М.П. Підвищення показників функціонування високомоментного гідромотора для привода механізмів машин [Текст] / М.П. Ремарчук, Я.В. Чмуж, С.І. Овсяніков, Ю.В. Рижков / Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2011. – Вип. 111. – С. 17-22.