

Міністерство освіти і науки України

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Методичні вказівки

до вивчення дисципліни РНД

«Імітаційне моделювання та аналіз динаміки
об'ємних гідроприводів БДМ»

Практичні заняття .

Затверджено радою
механічного факультету,
протокол № від 2023 р.

Харків - 2023

ВСТУП

Навчальна дисципліна «Імітаційне моделювання та аналіз динаміки об'ємних гідроприводів БДМ» відноситься до третього (освітньо-наукового) рівня вищої освіти PhD

Метою вивчення дисципліни PhD «Імітаційне моделювання та аналіз динаміки об'ємних гідроприводів БДМ» є розвинення дослідницького досвіду в області теорії і методології динаміки об'ємних гідроприводів (ОГП) будівельно-дорожніх машин (БДМ), зокрема їх робочих органів та механізмів пересування і рульового керування, продукування нових теоретичних знань щодо сучасних методів вивчення динамічних процесів, концепцій динамічного аналізу ОГП, практичні навички та вміння застосовувати основні методи та підходи динаміки машин для розкриття особливостей формування динамічного навантаження БДМ та пошуку джерел підвищення показників ефективності машин на підставі аналізу динамічних процесів, які виникають при експлуатації.

Предметом дисципліни є теоретичні основи моделювання, розрахунку і аналізу динамічних процесів в ОГП БДМ на сучасному етапі.

До складу методичних вказівок входять 4 практичних заняття.

Укладач - Аврунін Григорій Аврамович , к.т.н., доцент
50 с.

Імітаційне моделювання та аналіз динаміки об'ємних гідроприводів БДМ

Практичне заняття 1 – Ознайомлення з програмним комплексом VisSim (Visual Simulator) розробки американської фірми Visual Solutions Inc.

1. Основні відомості про пакет.

Пакет VisSim відноситься до ряду класичних програм блокового моделювання. У ньому інтегровано більшість відомих програмно-апаратних методів дослідження та розробки систем моделювання.

1.1. Принципи побудови.

Програма VisSim дозволяє будувати моделі систем на основі структурно-функціональних схем (або за достатнього досвіду роботи з VisSim безпосередньо з математичного опису об'єкта моделювання, в якому диференціальні рівняння представлені у нормальній формі Коші). Кожен блок реалізує певну математичну функцію. Математична модель досліджуваної системи (її алгебраїчні, трансцендентні та звичайні диференціальні рівняння, нерівності та ін.) має бути представлена у вигляді структурно-функціональної схеми для наступного набору у вигляді сукупності блоків та зв'язків між ними (діаграм).

1.2. Основне меню VisSim, панель інструментів.

Меню складається з пунктів: «File», «Edit» (редактор), «Simulate» (налаштування процесу моделювання, оптимізації), «Blocks» (функціональні блоки), «Analyze» (різні програми, пов'язані з частотним критерієм, аналіз передавальних функцій та ін.), «View» (встановлення шрифту, розміру блоків та символів, зміна кольору зображення на екрані монітора), «Help» (допомога).

На панелі інструментів розташовані кнопки, кожна з яких відповідає будь-якій дії. Всі ці кнопки дублюють деякі з команд основного меню та призначені для забезпечення більшої зручності роботи з пакетом.

1.3. Функціональні блоки.

VisSim має бібліотеку більш ніж 100 функціональних блоків для побудови лінійних, нелінійних, параметричних, безперервних, дискретних систем, за допомогою яких можна представляти:

- передавальні функції типових ланок лінійних систем;
- імітацію різних обурень, що діють на реальну систему (ступінчастий вплив, гармонійний, пилкоподібний та ін);
- математичні та логічні операції;
- нелінійні характеристики та ін.

Усі блоки доступні через меню «Блоки». У меню вони впорядковані на групи, кожна з яких містить функціональні блоки.

1) Animation – група блоків анімації:

- animate – блок анімації,
- lineDraw – блок анімації лінії;

- 2) Annotation – група блоків пояснення у діаграмі:
- bezel – зображення з файлу для вставки на аркуш діаграми;
 - comment – пояснення на діаграмі (кілька рядків);
 - date – вставка поточної дати;
 - index – блок, який використовується під час матричного обчислення;
 - label – коментар, який використовується у діаграмі блоків;
 - scalarToVec – переведення скалярної величини у векторний вигляд;
 - vecToScalar – переведення векторної величини у скалярний вигляд;
 - variable – змінна (застосування змінних дозволяє зменшити зашарашеність діаграми лініями зв'язку);
 - wirePositioner – позиціонер для формування наряду ліній зв'язку;
- 3) Arithmetic – група блоків арифметичних функцій:
- * (multiply) – множення двох сигналів (має два входи та один вихід);
 - X (negate) – інверсія знака;
 - / (divide) – розподіл;
 - abs – модуль;
 - gain – блок посилення сигналу (коефіцієнт посилення);
 - pow – блок зведення сигналів у будь-який ступінь;
 - sign – знак сигналу (+ або –);
 - summingJunction – суматор;
- 4) Boolean - група блоків логічних функцій:
- < – менше;
 - < = – менше або дорівнює;
 - = – рівність;
 - != – не дорівнює;
 - > – більше;
 - > = – більше або дорівнює;
 - and – І (логічна кон'юнкція);
 - not – НЕ (логічне заперечення);
 - or – АБО (логічна диз'юнкція);
 - xor – заперечення АБО;
- 5) DDE – група блоків для організації обміну між програмами:
- DDE – блок обміну даними з іншою програмою;
 - DDEreceive – блок прийому даних з іншої програми;
 - DDEsend – блок надсилання даних до іншої програми;
- 6) Integration – група блоків інтегрування:
- integrator – інтегруюча ланка;
 - limitedIntegrator – обмежений інтегратор (має максимальне та мінімальне значення вихідного сигналу);
 - resetIntegrator – скидання інтегратора;
- 7) Linear Sistem – група блоків лінійних систем:
- stateSpace – простір станів;
 - transferFunction – передавальна функція;
- 8) Nonlinear – група блоків нелінійних систем:
- case – оператор варіанта (має кілька входів плюс вхід case, що

визначає який із вхідних сигналів подавати на вихід);

- crossDetect – реле, що визначає сигнал будь-якого рівня;
- deadband – реле із зоною нечутливості;
- int – ціла частина числа;
- limit – обмежувач сигналу;
- map – блок для побудови нелінійних функцій на площині та у просторі;
- max – визначення максимального значення сигналу;
- merge – програмний перемикач сигналів;
- min – визначення мінімального значення сигналу;
- quantize – дискретизація;
- relay – реле двох-трипозиційне із зоною нечутливості;
- sampleHold – «заморожувач» вихідного сигналу (має два входи: x і b , при подачі на вхід b сигналу на виході блоку встановлюється постійний сигнал, що дорівнює миттєвому значенню сигналу x);

9) Optimization – група блоків для оптимізації систем:

- constraint – бл'ок є датчиком для неявних функцій, вирішення яких реалізується ітераційними методами за відсутності похідних у неявних рівняннях;
- cost – блок є датчиком під час оптимізації, завдання якого – автоматичний підбір параметрів системи в ітераційному процесі повторних обчислень;
- globalConstraint – блок є додатковим датчиком, який можна використовувати для створення зв'язку з власним методом оптимізації, написаним мовою високого рівня (C++, Паскаль, Фортран, ...), та компілятори для введення до dll-бібліотеки;
- parameterUnknown (невідомий параметр) – блок використовується методами оптимізації для передачі в блок-схему в ітераційному процесі результатів повторних обчислень значень параметрів системи, що мінімізують складений Вами критерій;
- unknown (невідомий) – блок, який використовується неявними методами передачі в блок-схему в ітераційному процесі значень невідомих величин;

10) Random Generator – група блоків для генерування випадкових сигналів:

- gaussian – генератор випадкового сигналу за методом Гауса, який генерує псевдовипадковий білий шум із нормальним законом розподілу;
- uniform – блок, який генерує псевдовипадковий сигнал із рівномірним розподілом на інтервалі від 0 до 1;

11) Real Time – група блоків до виконання функцій реального часу:

- rt-DataIn – блок здійснює читання до блок-схеми сигналу, що надходить з апаратних засобів сполучення комп'ютера із зовнішніми об'єктами;
- rt-DataOut – блок здійснює запис сигналу, що надходить на його вхід, в апаратні засоби сполучення комп'ютера із зовнішніми об'єктами;

12) Signal Consumer – група блоків для відображення сигналів:

- display (індикатор цифровий) – блок відображає поточні значення вхідного сигналу, використовуючи задану кількість знакоміст;
 - error (помилка) – блок здійснює моніторинг вхідного сигналу, і якщо він не дорівнює нулю, зупиняє процес моделювання. встановлює прапор помилки і розфарбовує блок, а так само складові блоки, що містять його, червоним кольором;
 - export (експорт) – блок, який здійснює запис сигналів, що надходять на його входи до файлу;
 - histogram (гістограма) – блок візуалізує ймовірнісний розподіл величини протягом моделювання;
 - ight – лампочка (один вхід), поточне значення вхідного сигналу змушує блок світитися: синім, зеленим або червоним кольором;
 - meter (стрілковий індикатор) – блок візуалізує величину вхідного сигналу, відображаючи її за допомогою стрілочного або шкального вказівника;
 - plot – осцилограф, який одночасно виводить графіки (до 4-х графіків) різними кольорами;
 - stop (стоп) – блок залежно від величини вхідного сигналу завершує процес симуляції та може заборонити авторестарт;
 - stripChart (самописець) – блок є універсальним приладом візуалізації процесів, що довго протікають;
- 13) Signal Producer - група блоків, що виконують функції генераторів сигналів:
- button (кнопка (один вихід)) – блок генерує керуючий для блок-схеми дискретний сигнал, дозволяючи користувачеві динамічно змінювати його значення мишкою у процесі моделювання за допомогою візуального графічного інтерфейсу;
 - const (константа) – генератор постійного сигналу, величина якого не змінюється у процесі роботи моделі;
 - import (імпорт) – отримання даних із файлу;
 - parabola (парабола) – блок генерує сигнал, що змінюється із постійним прискоренням;
 - pulseTrain (імпульсна дія) – блок генерує імпульси одиничної амплітуди, які використовуються для синхронізації інших блоків;
 - ramp (лінійний вплив) – блок-генератор сигналу, що лінійно зростає;
 - realTime (реальний час) – блок зчитує поточний час із системного годинника комп'ютера і генерує сигнал, значення якого дорівнює часу в мілісекундах з моменту запуску процесу моделювання. Використовуючи блок, Ви можете оцінити швидкодію фрагментів вашої блок-схеми;
 - sinusoid (синусоїдальний сигнал) – блок генерує сигнал синусоїдальної форми;
 - slider (повзунок для генерації вхідних сигналів) – блок-регулятор генерує постійний сигнал, величину якого за допомогою миші в процесі симуляції Ви можете змінювати або з довільним збільшенням, або з фіксованим;
 - step – блок генерує одиничну ступінчасту функцію, яка часто використовується як обурююча дія для отримання перехідного процесу системи;

14) Time Delay - група блоків, що виконують функції ланки запізнювання:

- timeDelay – запізнювання (два входи: затримуваний сигнал та величина затримки);

- unitDelay (Регістр Затримки) – блок затримує сигнал на одну дискрету часу;

15) Transcendental – група трансцендентних блоків, що виконують тригонометричні, безселеві, експоненційні, логарифмічні функції та вилучення кореня квадратного:

- acos – арккосинус;

- asin – арксинус;

- atan2 – арктангенс;

- bessell – блок перетворює вхідний сигнал, повертаючи значення функції Бесселя 1-го роду n-ого порядку;

- cos – косинус;

- cosh – гіперболічний косинус;

- exp – експонента;

- log10 – десятковий логарифм;

- ln – натуральний логарифм;

- sin – синус;

- sinh – гіперболічний синус;

- sqrt – блок обчислює корінь квадратний із вхідного сигналу;

- tan – тангенс;

- tanh – гіперболічний тангенс;

16) UserFunction – блок функції, визначеної користувачем: якщо модель вимагає специфічний блок, відсутній у бібліотеці, можна створити його із застосуванням мов програмування Cі, Cі++, Фортран, Паскаль і підключити його, застосовуючи блок DLL-функція;

17) NeuralNet (блок нейронної мережі) – блок застосовний для ідентифікації нелінійних систем, у прикладній діагностиці, під час прийняття рішень, передбачення, та інших завданнях що з розпізнаванням образів.

1.4. Методи інтегрування та оптимізації

1.4.1. Методи інтегрування

Пакет VisSim дозволяє вирішувати диференціальні рівняння наступними методами: Euler – метод Ейлера, Trapezoidal – метод трапецій, RK2 – метод Рунге-Кутта 2-го порядку точності, RK4 – метод Рунге-Кутта 4-го порядку точності, Adaptive RK5-Кутта 5-го порядку точності, Adaptive Bulirsh-Stoer – адаптивний метод Булірша-Стоєра та Backward Euler – зворотний метод Ейлера (або неявний метод Ейлера), який є одним із найголовніших чисельних методів вирішення звичайних диференціальних рівнянь. Він схожий на стандартний метод Ейлера, але відрізняється тим, що він є неявним методом.

1.4.2. Методи оптимізації.

Пакет VisSim має в своєму розпорядженні три ітераційні методи для одновимірної (за одним критерієм) параметричної оптимізації: Powell (Пауела), Polak-Ribiere (Полака-Райбера) і Fletcher Reeves (Флетчера Рівеса). Будь-який вибраний метод послідовно модифікує параметри, спираючись на результати в

режимі серії повторних моделювань, і прагне зменшити значення вибраного критерію. Основне рівняння модифікації параметра має вигляд

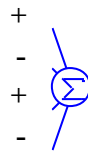
$$P_{K+1} = P_K + \Delta P_K,$$

де K – ітераційний індекс (номер моделювання в серії).

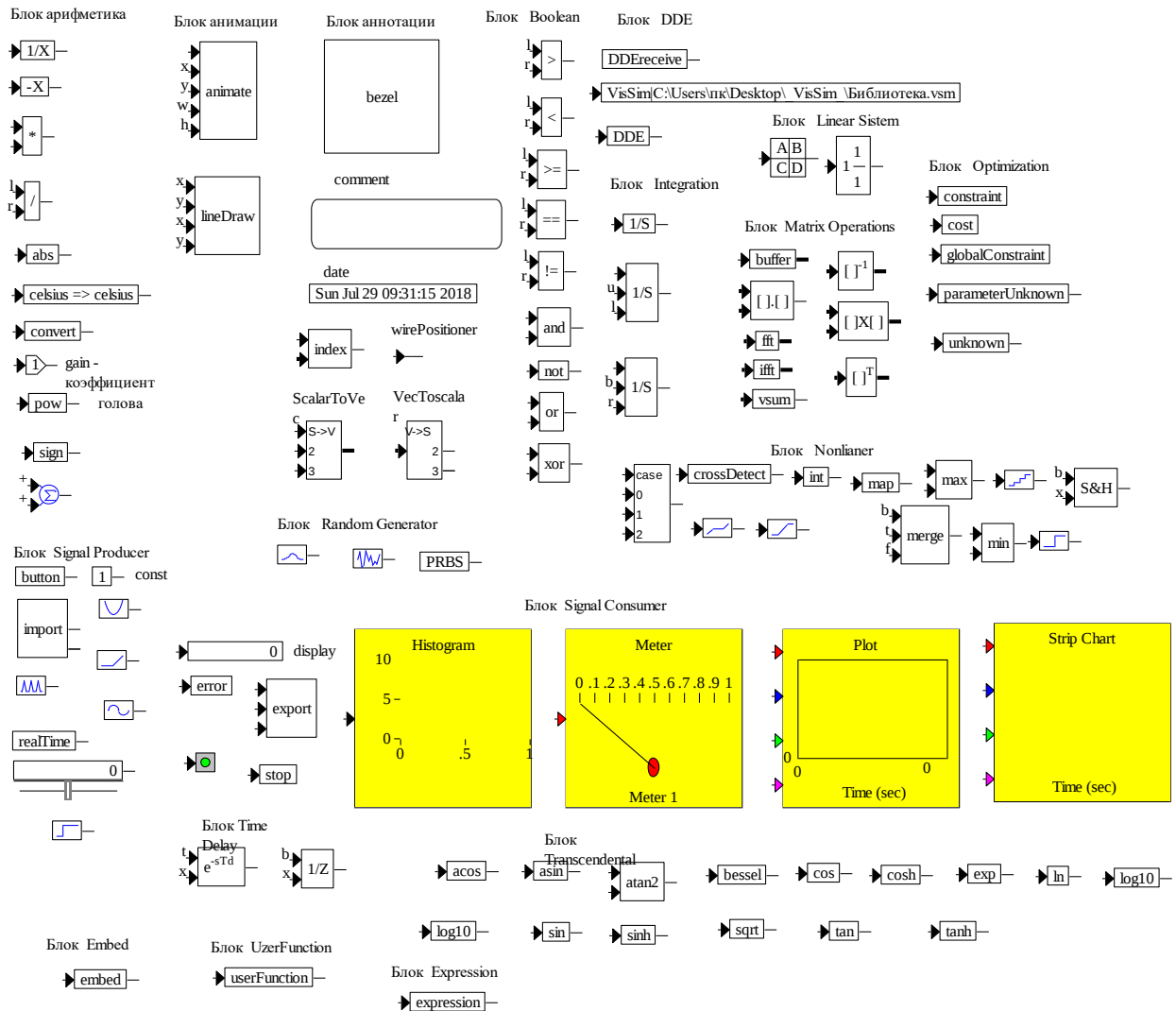
Відмінність між методами полягає у методиці генерації величини ΔP_K .

14.3. З основними функціональними можливостями VisSim викладач знайомить студентів безпосередньо на ЕОМ. При цьому викладаються: загальні відомості про пакет: набір, налаштування та з'єднання блоків; розміщення блоків; встановлення властивостей моделювання; процес моделювання; візуалізація результатів моделювання; оптимізація моделі та ін. Детальний опис пакету VisSim міститься у роботі [1], а короткий виклад пакету VisSim наведено у роботі [2].

Графічний опис блоків та особливості їх побудови



Для зміни знака у суматорі необхідно натиснути кнопку Ctrl та ліву кнопку курсору. Для додавання до суматора блоку необхідно виділити блок і зайти до редактора Edit: додавання блоку – Add connector; видалення блоку - Remote connector.



Завдання: Побудувати блоки алгебраїчних операцій складання, віднімання, множення, поділу, посилення сигналу (коефіцієнт посилення), зведення сигналів у будь-який ступінь, складання та віднімання багаточленів, з виведенням результатів на числовий дисплей.

Імітаційне моделювання та аналіз динаміки об'ємних гідроприводів БДМ

Практичне заняття 2 – Статичний розрахунок об'ємного гідропривода стріли мобільного підіймника за допомогою програми VisSim

Завдання: Скласти розрахункові блоки VisSim за наведеною методикою та отримати відповідні результати

1 Опис гідравлічної принципової схеми підіймника моделі ВП-18-09

Мелітопольський завод «Гідромаш» виробляє МПРП серії АП (рис. 1) зі стрілою змінної довжини і корисною масою робочої платформи до 250 кг для підйому на висоту 14, 15, 18, 22 або 28 м. Комплектуючі гідроприспособлення для ОГП підіймників в основному вітчизняного виробництва. Розглянемо особливості гідросистеми МПРП моделі АП-18-09.

Насосна установка (рис. 2) містить два насоси: Н1 - основний шестеренного типу НШ-32УКЗ з робочим об'ємом 32 см^3 і приводом від вихідного валу коробки відбору потужності КОМ; ручний насос Н2 для заправки РР гідросистеми і аварійного функціонування ОГП при відмові основного насоса. Для забезпечення герметичності гідросистеми на виході з насосів встановлені зворотні клапани КО1 і КО2. Робочий тиск в ОГП МПРП складає 10 МПа.



Рис. 1. МПРП на автомобільному шасі моделі АП-18М виробництва мелітопольського заводу «Гідромаш»

До складу ОГП МПРП входять три блоки А1...А3 гідророзподільників (рис. 3....5).

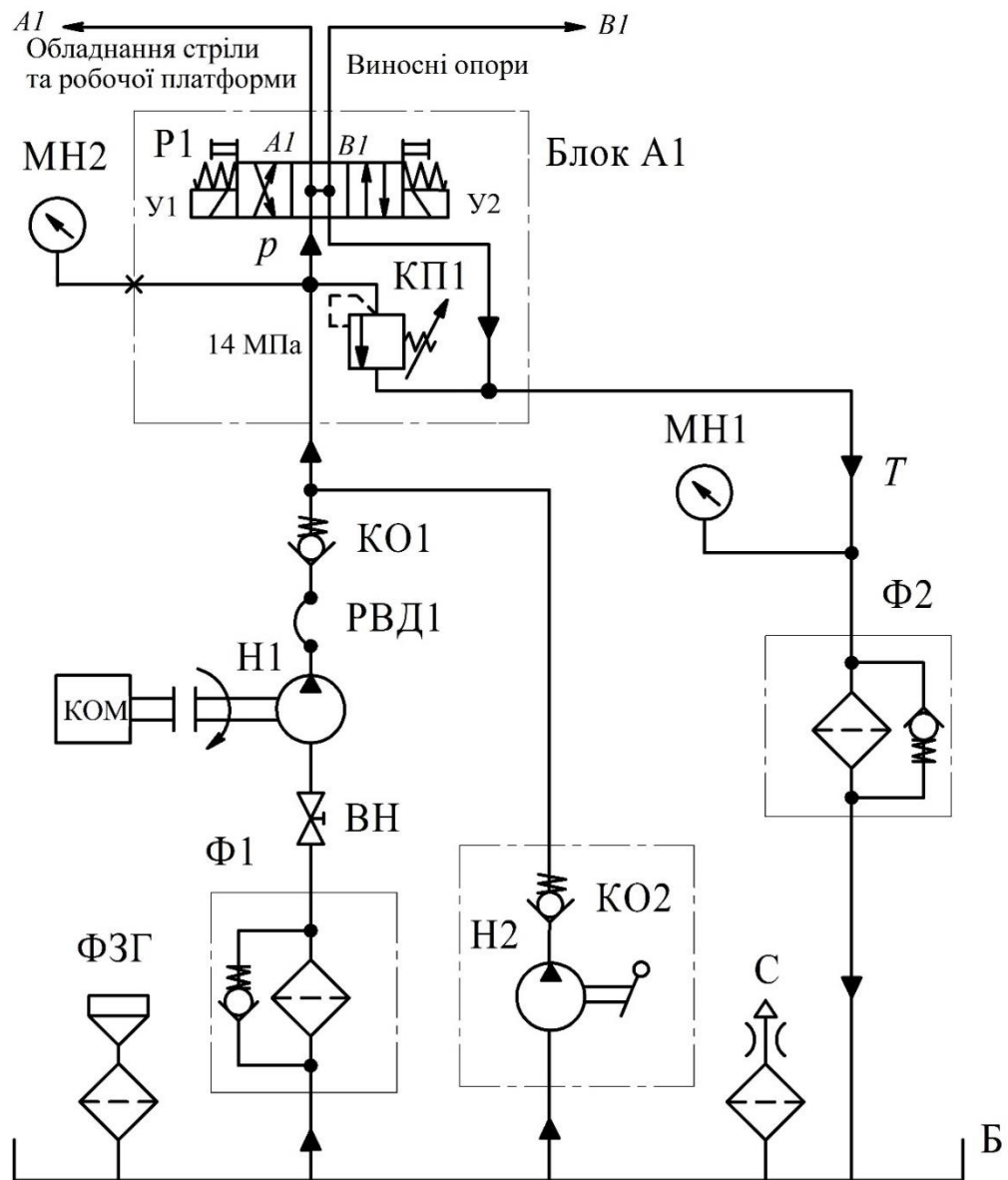


Рис. 2. Гідравлічна принципова схема насосної установки МППП моделі АП-18-09

Блок А1 містить гідророзподільник Р1 (трирозіційний з електромагнітним управлінням і ручним дублюванням переміщення золотника) і запобіжний клапан КП1 з налаштуванням на тиск 14 МПа. У нейтральній позиції гідророзподільника Р1 насос розгружений (14-а схема підключення каналів), оскільки уся витрата насоса Н1 зливається по каналу в гідробак Б. При поданні РР по каналу до блоку А3 забезпечується функціонування технологічного устаткування (підйом-опускання, висунення стріли і її поворот, урівноваження в горизонтальній площині робочої платформи), при поданні РР по каналу до блоку А2 забезпечується висунення виносних опор МППП.

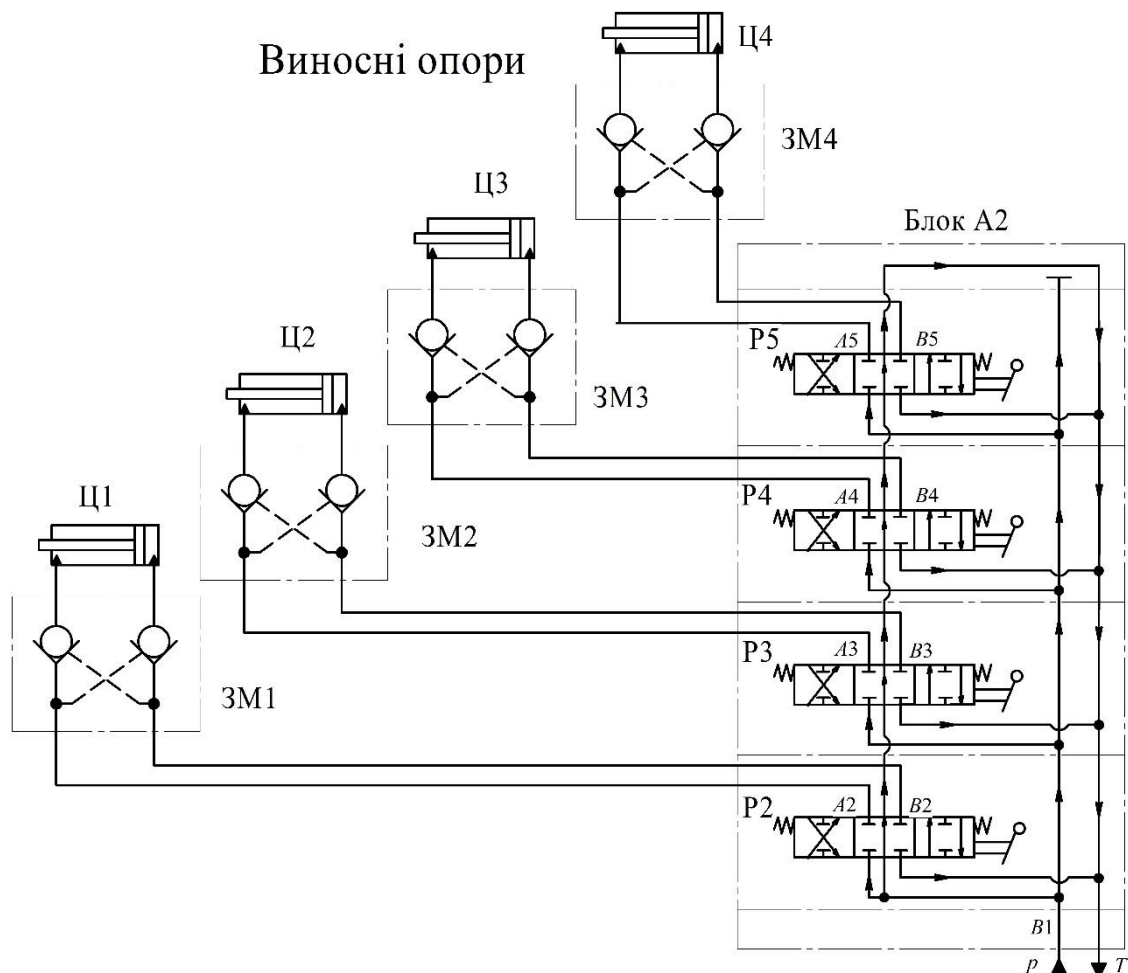


Рис. 3. Гідравлічна принципова схема ОГП виносних опор

Для очищення РР від забруднень встановлені два фільтри - всмоктуючий Ф1 перед насосом Н1 і зливний Ф2 на вході в гідробак Б місткістю 100 дм. Тонкість фільтрації фільтроелементів складає 25 мкм (клас чистоти не грубіше 12 за ГОСТ 17216). Обидва фільтри забезпечені перепускними клапанами. Зміна фільтроелемента всмоктуючого фільтру Ф1 повинна робитися через 8...10 годин після початку експлуатації, а потім кожні 250 годин. Контроль за станом зливного фільтру Ф2 проводять за значенням тиску на манометрі МН1, яке не повинне перевищувати 0,35 МПа.

Гідровентиль ВН забезпечує можливість проведення ремонтних робіт без зливу РР з гідросистем технологічного устаткування МПРП. На рис. 5 представлена гідравлічна принципова схема блоку А3, що включає чотири секційних трипозиційних шостипровідних гідророзподільників Р2...Р5 з ручним управлінням, які забезпечують висунення виносних опор за допомогою гідроциліндрів Ц1...Ц4 (параметри 80 мм х 50 мм х 800 мм.) На кожному гідроциліндрі встановлені двосторонні гідрозамки 3М1...3М4.

Блок А3 містить гідророзподільники Р6...Р8 трипозиційного чотирипроводного типу з електромагнітним управлінням і ручним дублюванням переміщення золотника. У нейтральній позиції усі канали та перекриті. На виході гідророзподільника Р6 встановлений двосторонній гідрозамок 3М8. Кожен гідророзподільник забезпечує функціонування окремого виду

технологічного устаткування МПРП. Для зручності розгляду приводів технологічного устаткування на

рис. 6 представлені гідравлічні принципові схеми ОГП висунення стріли і обертання робочої платформи.

Для приводів повороту (обертання) стріли і висунення її окремих секцій (колін) використовуються аксіальнопоршневі гідромотори ГМН-30 з робочим об'ємом 32,6 см³. У приводі повороту стріли обидві лінії і гідромотори М1 забезпечені блоком А4 з гідророзподільниками Р10 і Р11 з механічним управлінням за допомогою штовхальників, які встановлені паралельно лініям і гідромотора М1. Для герметичності системи гідророзподільники мають клапанні запорні елементи. При досягненні стрілою крайнього положення за допомогою механічної дії на штовхальник гідророзподільника Р10 або Р11 (при реверсуванні повороту стріли) останній переміщається в положення, при якому канал або сполучається із зливною лінією бака і обертання гідромотора М1 припиняється.

У приводі висунення складових частин стріли від гідромотора М2 для блокування використовується один гідророзподільник Р12. Таким чином, для блокування обертання гідромоторів використовуються двопозиційні, двопровідні гідророзподільники клапанного принципу дії з пружинним поверненням в стартову позицію. В експлуатаційній документації на АП-18-09 стандартні терміни «гідророзподільники з механічним управлінням» замінені: Р10 і Р11 на «К1 – клапан зупинки повороту», а Р12 на «К2 – клапан зупинки висунення колін». За допомогою дроселів ДР1 і ДР2 діаметром 2 мм обмежується частота обертання гідромотора М1.

В ОГП стріли (**рис. 6**) застосовують комбінацію двох облаштувань безпеки на кожному з гідроциліндрів Ц5 і Ц6 (100 мм х 63 мм х 1020 мм) – двосторонні гідрозамки ЗМ5 і ЗМ6, виконані в одному корпусі з дроселями ДР5 і ДР6 в комбінації із зворотними клапанами.

Таке конструктивне рішення забезпечує, окрім стандартного функціонування гідрозамків для утримання вантажу, роботу гідроциліндрів при опусканні на повзучій швидкості (РР спрямована від гідророзподільника Р7 в штокові порожнини по каналу), регламентованій перерізом дроселів ДР5 і ДР6.

ОГП орієнтації робочої платформи МПРП побудований за принципом роботи двох однакових гідроциліндрів Ц7 (встановлений на вершині стріли) і Ц8 (встановлений на поворотній основі, до нього застосовують термін «стежний гідроциліндр»).

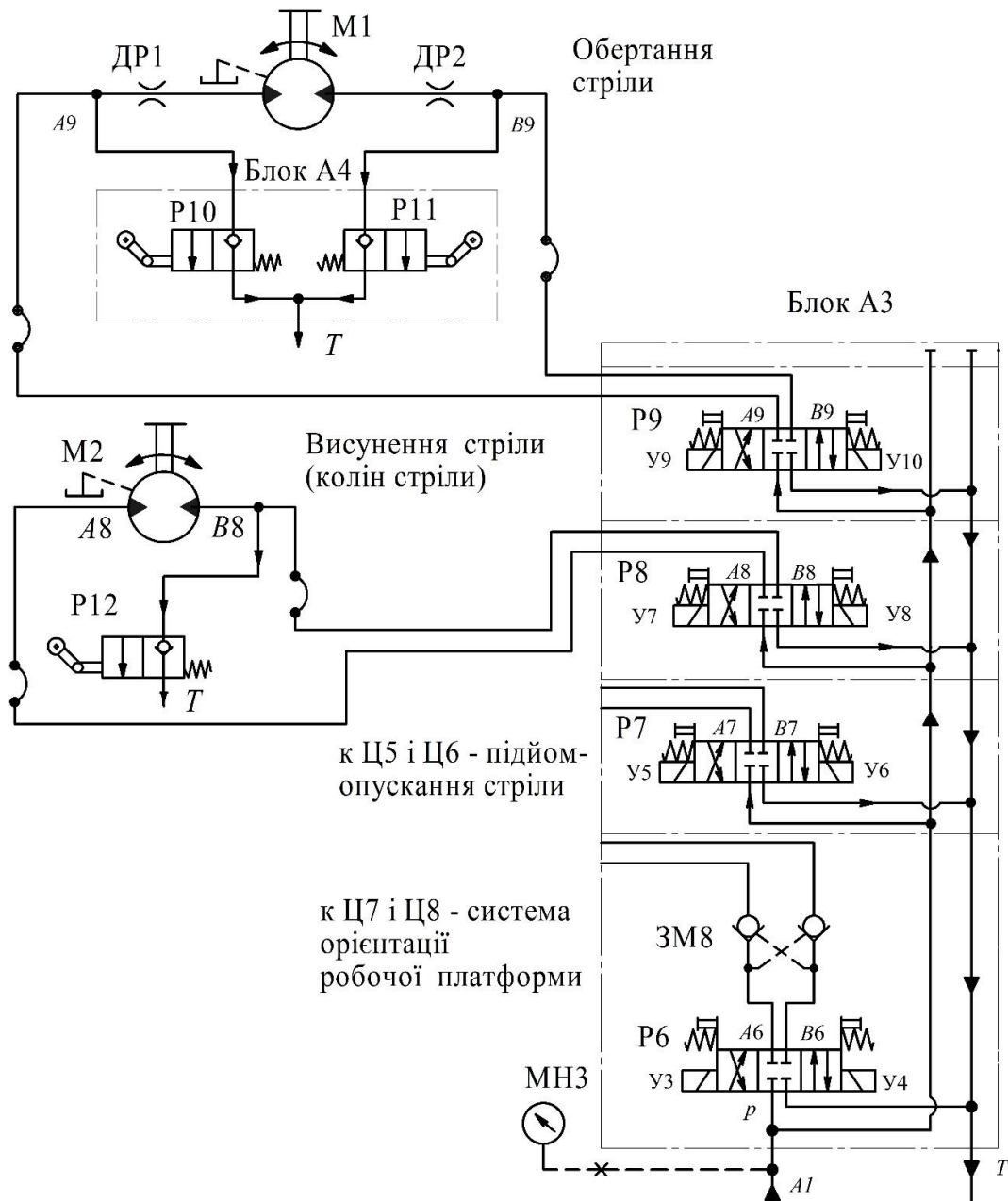


Рис. 4. Гідравлічна принципова схема блоку А3 ОГПі МПРП АП-18-09

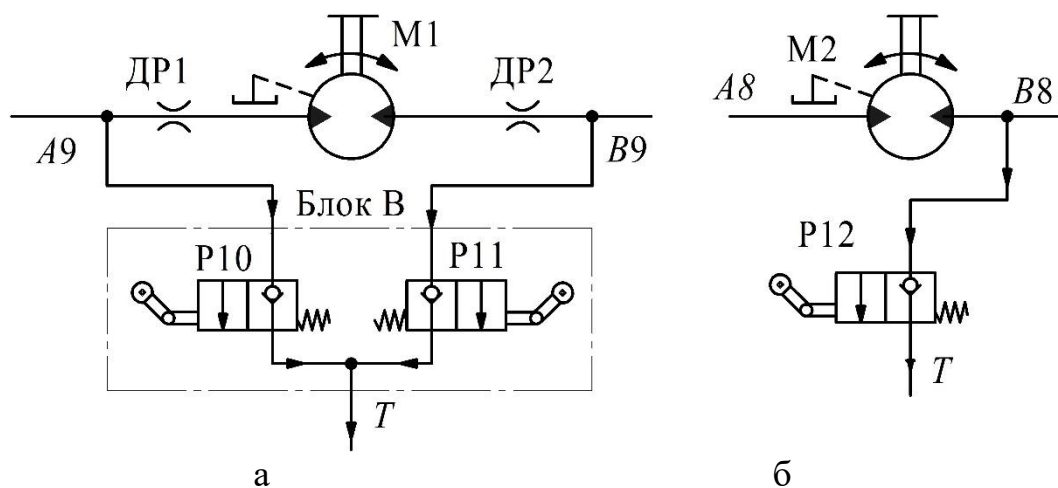


Рис. 5. Гідравлічна принципова схема ОГПі обертання і висунення складових частин стріли

Гідроциліндри працюють по замкнутому ланцюгу циркуляції РР і включають двосторонні гідрозамки 3М8 (змонтований на гідророзподільнику Р6) і 3М7 на вході в гідроциліндр Ц7, запобіжні клапани КП2 і КП3, і швидкорознімні з'єднання БРС1 і БРС2.

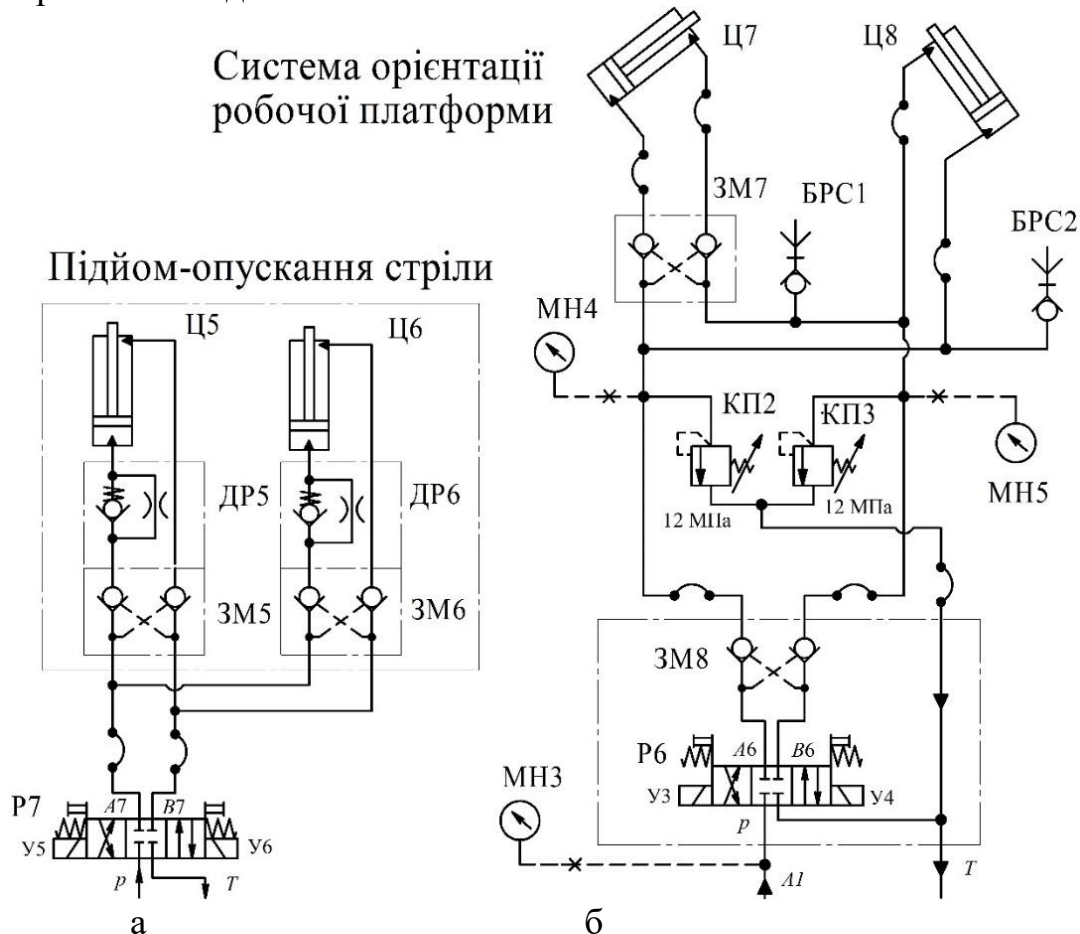


Рис. 6. Гідрравлічна принципова схема ОГП гідроциліндрів підйому стріли (а) і орієнтації робочої платформи (б) МПРП моделі АП-18-09

Швидкорознімні з'єднання (у документації на АП-18-09 вказані як «сапуни») служать для заправки РР перед початком експлуатації МПРП або при виявленні нестабільної роботи системи вирівнювання робочої платформи із-за витоків РР і насичення її повітрям. Гідроциліндри мають параметри 63 мм х 40 мм х 280 мм. Слід зазначити, що з метою зниження собівартості виготовлення МПРП мелітопольським заводом «Гидромаш» ряд гідропристроїв виготовляється самостійно.

Низький робочий тиск до 16 МПа і застосування нерегульованого шестеренного насоса призводить до завищених значень маси гідропристроїв і споживання палива в МПРП. Зокрема, при роботі шестеренного насоса НШ 32УК-3 при витраті в 50 л/хв і тиску спрацьовування запобіжного клапан КП1 в 14 МПа втрати потужності складуть більше 12 кВт (такий режим може мати місце при повністю висуненому положенні поршнів гідроциліндрів виносних опор або гідроциліндрів підйому стріли, якщо оператор вчасно не переведе важіль гідророзподільника в нейтральне положення).

2. Вихідні дані для розрахунку об'ємного гідропривода

Вихідні дані для розрахунку ОГП з гідроциліндрами зусиллям 170 кН (табл. 1):

1) зусилля, що розвиваються одним гідроциліндром при підводі РР в безштокові (поршневу) F_2 і штокову F_1 для гідроциліндрів двосторонньої дії, Н;

2) хід поршня гідроциліндра l_{Π} , мм;

3) час t переміщення поршня гідроциліндра з одного крайнього положення в інше (прямий хід при русі штока назовні і зворотний хід при русі всередину гідроциліндра), с;

4) конструктивні особливості гідроциліндра в частині кріплення штока і корпусу (на проушинах, лапах, цапфах та ін.);

5) значення номінального $p_{\text{ном}}$ (допускаемого при роботі без обмеження за часом) і максимального $p_{\text{макс}}$ тисків, якими зазвичай задаються виходячи з номенклатури гідропрстроїв (насоса, гідроциліндра і гідроапаратури управління і захисту від перевантажень), МПа;

6) значення номінальної частоти обертання приводить двигуна насоса ОГП, хв^{-1} ;

7) діапазон зміни швидкості гідроциліндра в експлуатації.

Метою розрахунку ОГП є визначення діаметрів поршня і штока гідроциліндра, витрати, споживаної гідроциліндром, допустимого навантаження на гідроциліндр, робочого об'єму насоса і потужності приводного двигуна, ККД ОГП, зведеного діаметра трубопроводів і гідроапаратів, і об'єму гідробака.

Таблиця 1 – Вихідні дані для розрахунку ОГП (для одного гідроциліндра)

F_1 , кН	F_2 , кН	l_{Π} , мм	t , с	$p_{\text{ном}}$, МПа	$n_{\text{дв}} = n_{\text{н}}$, хв^{-1}	$p_{\text{вих}}$, МПа	$\eta_{\text{ГМ}}$	k
40	85	1020	40	16	1500	0,5	0,97	1,1

Примітка: пояснення для параметрів $\eta_{\text{ГМ}}$ та k наведені нижче.

3.1. Розрахунок ОГП стріли МПРП

Методика розрахунку базується на використанні рівнянь витрат робочої рідини та сил, діючих на шток гідроциліндра. Розрахунки проводяться за допомогою пакета прикладних програм VisSim.

Гідравлічна принципова схема ОГП з дросельним регулюванням швидкості гідроциліндра представлена на **рис. 7,а** і включає насос Н з приводним двигуном «м» гідроциліндр Ц, гідророзподільник Р (чотирипривідний, трипозиційний з електромагнітним керуванням, 14-а схема

комутації каналів в середньому положенні - канали p, A, B і T об'єднані і тому насос H розвантажений від тиску), гідродросель ДР на вході в гідроциліндр, запобіжний клапан КП, манометри МН1...МН3 і гідробак Б.

При машинному способі регулювання швидкості гідроциліндра ОГП (рис. 7,б) насос H має регульований робочий об'єм і нагнітає РР до двохпозиційного чотирипроводного золотникового гідророзподільника P (шифр схеми - 574), постаченого рукояткою для переміщення золотника і фіксатором положення. При надходженні РР в безштокову порожнину ($p \rightarrow A$) шток гідроциліндра переміщається вправо (прямий хід) при перемиканні гідророзподільника P в крайнє ліве положення ($p \rightarrow B$) шток рухається вліво (зворотний хід). Для захисту від перевантажень служить запобіжний клапан КП (вимірювання тиску за манометром МН) при відкритті якого РР зливається в бак Б.

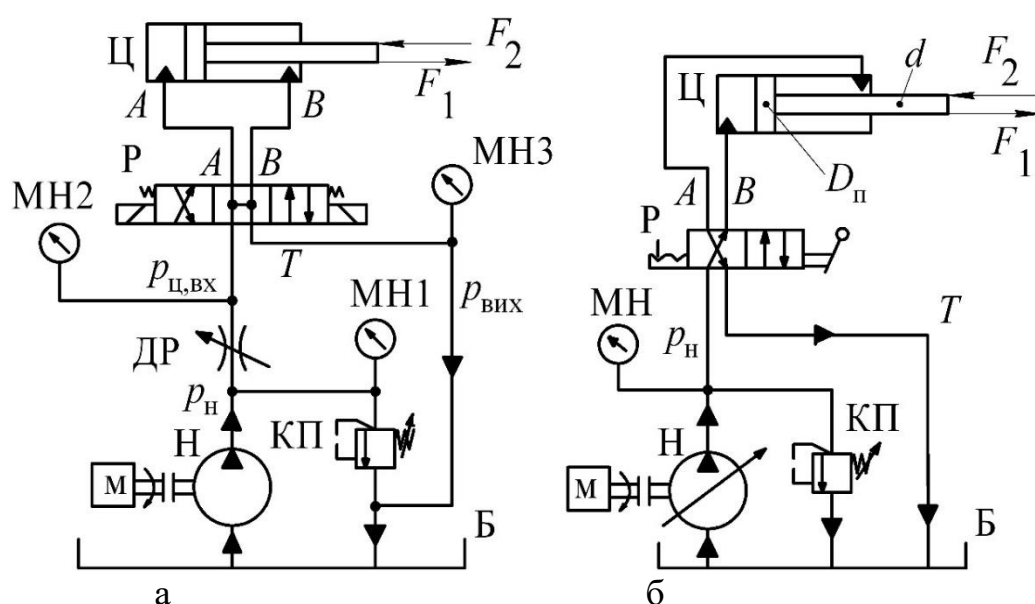


Рис. 7. Гідравлічна принципова схема ОГП з дросельним (а) і машинним (б) способами регулювання швидкості гідроциліндра Ц

3.2 Розрахунок основних параметрів гідропривода

1 Розрахунок діаметра поршня і вибір гідроциліндра.

Для гідроциліндрів з однобічним штоком (рис. 8,а) попередньо визначають діаметр поршня, нехтуючи площею штока

$$D_{\Pi} = \sqrt{\frac{4F_2}{\pi \cdot p_{\text{ВХ}} \cdot \eta_{\text{ГМ}}}}, \text{ мм}, \quad (1)$$

де F_2 - зусилля, що діє на поршень (зовнішнє навантаження, яке є заданим значенням, див. вище), Н;

$p_{\text{ВХ}}$ - тиск на вході в гідроциліндр, значення якого має становити близько 75% від номінального для забезпечення підвищеної довговічності ОГП

$$p_{\text{ВХ}} = 0,75 p_{\text{НОМ}}, \text{ МПа}, \quad (2)$$

$\eta_{\text{ГМ}}$ - гідромеханічний ККД гідроциліндра (для сучасних конструкцій задаються $\eta_{\text{ГМ}} = 0,96 \dots 0,98$).

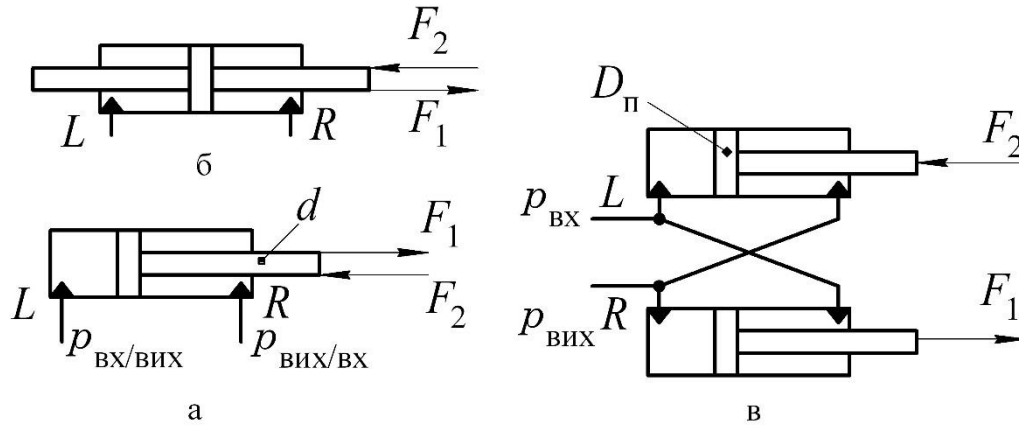


Рис 8. Геометричні параметри гідроциліндрів

Діаметр поршня $D_{\text{П}}$ округлюють у велику сторону виходячи зі стандартних значень $D_{\text{П}}^*$: 18; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250 і 320 мм, кожному з яких відповідає стандартне значення штока d^* (якщо номенклатурою гідроциліндрів передбачається два або більше значень діаметрів штока, то попередньо приймають менше з них). У сучасних конструкціях $d = (0,25 \dots 0,7) D_{\text{П}}$, тому рекомендується задаватися середнім значенням $d_{\text{ср}} \approx 0,5 D_{\text{П}}$ і далі уточнюють за каталогом.

Далі з урахуванням стандартного значення діаметра штока уточнюють діаметр поршня

$$D_{\text{П1}} = \sqrt{\frac{1}{\Delta p} \left(\frac{4F_2}{\pi \cdot \eta_{\text{ГМ}}} - p_{\text{ВІХ}} d^{*2} \right)}, \text{ мм}, \quad (3)$$

де $\Delta p = p_{\text{ВХ}} - p_{\text{ВІХ}}$ - перепад тисків між входом і виходом з гідроциліндра (поршневою і штоковою порожнинами), МПа;

$p_{\text{ВІХ}}$ - тиск на виході з гідроциліндра (у штоковій порожнині), зазвичай знаходиться в межах $p_{\text{ВІХ}} = 0,5 \dots 1,0$ МПа.

При необхідності, діаметр поршня $D_{\text{П1}}$ збільшують до наступного в ряду стандартного значення $D_{\text{П1}}^*$.

Далі проводять перевірку на функціонування гідроциліндра при тягненому навантаженні, коли шток рухається всередину (при підводі тиску РР в штокову порожнину)

$$D_{\text{п,гн}} = \sqrt{\frac{1}{\Delta p} \left(\frac{4F_1}{\pi \cdot \eta_{\text{гм}}} + p_{\text{вх}} d^{*2} \right)} \leq D_{\text{п1}}^*, \text{ мм.} \quad (4)$$

Якщо умова (4) не виконується, то необхідно збільшення площі штокової порожнини за рахунок діаметра поршня.

Уточнюють робочий перепад тисків, необхідний для пре-подолання зовнішнього навантаження при вибраних діаметрах поршня і штока гідроциліндра

$$\Delta p_{\text{раб}} = \frac{1}{D_{\text{п1}}^{*2}} \left(\frac{4 \cdot F_2}{\pi \cdot \eta_{\text{гм}}} - p_{\text{вых}} \cdot d^{*2} \right), \text{ МПа,} \quad (5)$$

який не повинен перевищувати 75% номінального тиску насоса $p_{\text{ном}}$.

2 Розрахунок швидкості поршня і споживаної витрати проводять за теоретичними формулами виходячи з високого рівня герметичності сучасних ущільнень, що забезпечують об'ємний ККД гідроциліндрів близьким до 100%

$$v_{\text{п}} = 10^{-3} \frac{l_{\text{п}}}{t}, \text{ м/с,} \quad (6)$$

$$Q_{\text{п}} = 0,06 \cdot v_{\text{п}} \cdot S_{\text{п}} = 0,06 \cdot v_{\text{п}} \cdot \frac{\pi \cdot D_{\text{п1}}^{*2}}{4}, \text{ л/хв,} \quad (7)$$

де $S_{\text{п}}$ - площа поршня, мм.

Швидкість поршня при підводі РР в штокову порожнину (обратний хід або рух штока всередину гідроциліндра)

$$v_{\text{п(шт)}} = 16,7 \frac{Q_{\text{шт}}}{S_{\text{п}} - S_{\text{шт}}}, \text{ м/с,} \quad (8)$$

де $S_{\text{шт}} = \pi \cdot d^{*2} / 4$ - площа штока діаметром d^* [мм], мм²;

$Q_{\text{шт}}$ - витрата, що підводиться в штокову порожнину, значення якої може бути рівним витраті, яка подається в поршневу порожнину $Q_{\text{шт}} = Q_{\text{п}}$ або менше ($Q_{\text{шт}} < Q_{\text{п}}$), якщо значення швидкості перевищує допустиме. Швидкість поршня (штока) не повинна перевищувати допустимого значення (зазвичай

$[v_{\Pi(\text{шт})}] \leq 0,5 \text{ м/с}$). для обмеження витрати встановлюють дросель ДР (див. рис. 7,а).

Попередньо в формулу (8) підставляють $Q_{\text{шт}} = Q_{\Pi}$ і при необхідності витрату обмежують установкою дроселя або зміною робочого об'єму в регульованому насосі, а максимальне значення витрати визначають за формулою

$$Q_{\text{шт, макс}} = 0,06(S_{\Pi} - S_{\text{шт}}) \cdot [v_{\Pi(\text{шт})}], \text{ л/хв.} \quad (9)$$

3 Навантаження, відповідне втраті поздовжньої стійкості гідроциліндра, визначають за формулою Ейлера

$$F_{\text{розр}} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{S_K^2}, \text{ Н,} \quad (10)$$

де E - модуль пружності матеріалу (для сталі $2,1 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$),
 J - момент інерції перетину гільзи гідроциліндра

$$J = \frac{\pi \cdot (D_H^4 - D_{\Pi 1}^{*4})}{64}, \text{ мм}^4, \quad (11)$$

де D_H і $D_{\Pi 1}^*$ - зовнішній і внутрішній діаметри гільзи гідроциліндра, відповідно, мм;

S_K - наведена довжина ходу гідроциліндра

$$S_K = \kappa \cdot l, \text{ мм,} \quad (12)$$

де l - довжина гідроциліндра з висунутим штоком, мм,
 κ - коефіцієнт, що залежить від схеми кріплення кінців гідроциліндра:
 $\kappa = 2,0$ - якщо один кінець гідроциліндра жорстко закріплений, а другий вільно спирається на протидіюче навантаження;
 $\kappa = 1,0$ - якщо обидва кінці гідроциліндра закріплені шарнірно;
 $\kappa = 0,7$ - якщо один кінець закріплений шарнірно, а другий жорстко закріплений;
 $\kappa = 0,5$ - якщо обидва кінці жорстко закріплені.

Максимальне допустиме навантаження на шток гідроциліндра визначають при коефіцієнті запасу $n = 3,5$

$$F_{\text{макс}} = \frac{F_{\text{розр}}}{n}, \text{ Н.} \quad (13)$$

При правильному виборі гідроциліндра повинна виконуватися умова

$$F_{\text{макс}} > F_2, \quad (14)$$

в іншому випадку діаметр поршня гідроциліндра збільшують.

4 Попередній розрахунок тиску в ОГП і визначення робочого об'єму насоса.

Тиск, що розвивається насосом, залежить від наступних факторів

$$p_{\text{н}} = \Delta p_{\text{роб}} + p_{\text{вих}} + \Delta p_{\text{витрат}}, \text{ МПа}, \quad (15)$$

де $p_{\text{вих}}$ – тиск на виході (зливі) гідроциліндра, значення якого визначається гідравлічним опором РР, наприклад, втратами тиску в трубопроводі, фільтрі і оливаохолоджувачі, МПа;

$\Delta p_{\text{витрат}}$ – гідравлічні втрати тиску РР вздовж вхідного трубопроводу від насоса до гідроциліндра, включаючи втрати в гідроапаратах (наприклад, в гідророзподільнику, регуляторі витрати, зворотному клапані, фільтрі та ін.). Ці втрати підлягають розрахунку та їх значення не повинно перевищувати 5% від робочого тиску для забезпечення високого значення ККД ОГП

$$\Delta p_{\text{витрат}} \approx 0,05 \Delta p_{\text{роб}}, \text{ МПа}. \quad (16)$$

Шляхом зіставлення витрати $Q_{\text{п}}$, споживаної гідроциліндром і номінальної подачі насоса, за каталогом підбирають попередньо типорозмір (шифр) і значення об'ємного ККД (коефіцієнта витрати) і загального ККД насоса, які необхідні для подальшого розрахунку.

Визначають максимальну теоретичну подачу насоса, що забезпечує максимальну швидкість гідроциліндра

$$Q_{\text{нт}} = Q_{\text{п}} / \eta_{\text{но}}, \text{ л/хв}, \quad (17)$$

де $Q_{\text{п}}$ – витрата, споживана гідроциліндром (7), яка дорівнює фактичної подачі насоса

$$Q_{\text{п}} = Q_{\text{н}}, \quad (18)$$

$\eta_{\text{но}}$ – об'ємний ККД насоса (коефіцієнт витрати), значення якого для сучасних конструкцій насосів знаходиться в межах $\eta_{\text{но}} = 0,9 \dots 0,98$ згідно заданому значенню номінального тиску $p_{\text{ном}}$.

Визначають робочий об'єм насоса (попередньо), який забезпечує необхідну подачу РР

$$V_{\text{н,попер}} = k \cdot \frac{10^3 Q_{\text{нт}}}{n_{\text{дв}}}, \text{ см}^3, \quad (19)$$

де $n_{\text{дв}}$ – номінальна частота обертання валу приводного двигуна насоса ($n_{\text{дв}} = n_{\text{н}}$), хв⁻¹;

$k = 1,1$ – коефіцієнт, що враховує знос ОГП при експлуатації.

Робочий об'єм насоса уточнюють за каталогом, округляючи до найближчого більшого значення $V_{\text{н}}^*$.

Слід звернути увагу на те, що при виборі насоса з регульованим робочим об'ємом споживана гідроциліндром витрата і подача насоса збігаються (18), а при застосуванні насоса з постійним робочим об'ємом подача насоса завжди більше витрати

$$Q_{\text{н}} > Q_{\text{п}}, \quad (20)$$

що обумовлено округленням у більшу сторону робочого об'єму обираного насоса з номенклатурного ряду виробника і введенням коефіцієнта k більше одиниці. Тому для отримання необхідної швидкості поршня застосовують дросельні способи регулювання витрати в гідроциліндрі.

5 Розрахунок ККД ОГП.

1) Визначають максимальну потужність ОГП (зустрічаються терміни вихідна, ефективна і корисна потужність)

$$P_{\text{кор}} = 10^{-3} F_2 \cdot v_{\text{п}}, \text{ кВт}, \quad (21)$$

де значення зусилля F_2 є заданим [Н] а швидкість $v_{\text{п}}$ [м/с] визначають за формулами (6) або (8).

2) Розрахунок споживаної насосом потужності.

При використанні насоса з регульованим робочим об'ємом споживана потужність складе

$$P_{\text{спож}} = \frac{Q_{\text{н}} \cdot p_{\text{н}}}{60 \cdot \eta_{\text{н}}} = \frac{Q_{\text{нт}} \cdot p_{\text{н}}}{60 \cdot \eta_{\text{нгм}}}, \text{ кВт}, \quad (22)$$

де $p_{\text{н}}$ – тиск на виході насоса, МПа;

$Q_{\text{н}}$ – фактична подача насоса, л/хв;

$Q_{\text{нт}}$ – теоретична подача насоса, л/хв;

η_H і η_{HGM} – загальний і гідромеханічний ККД насоса.

У технічній характеристиці насосів наводять значення загального ККД (η_H) і коефіцієнта подачі η_{HO} , тому гідромеханічний ККД визначають за формулою

$$\eta_{HGM} = \eta_H / \eta_{HO}. \quad (23)$$

3) При використанні насоса з постійним робочим об'ємом і дросельним способом регулювання витрати до гідроциліндра, його теоретичну подачу визначають за формулою

$$Q_{HT,др} = 10^{-3} \cdot V_H^* \cdot n_{ДВ}, \text{ л/хв}, \quad (24)$$

і далі споживану потужність насоса

$$P_{спож,др} = \frac{Q_{HT,др} \cdot p_H}{60 \cdot \eta_{HGM}}, \text{ кВт}. \quad (25)$$

4) Визначають загальний ККД ОГП при максимальній швидкості гідроциліндра з урахуванням способу її регулювання

$$\eta_{огп} = \frac{P_{кор}}{P_{спож}} \text{ або } \eta_{огп,др} = \frac{P_{кор}}{P_{спож,др}}. \quad (26)$$

5) Визначають настановну потужність приводного ДВЗ із застосуванням на практиці коефіцієнтом запасу

$$P_{ДВ} = 1,3 \cdot P_{спож}; \quad P_{ДВ,др} = 1,3 \cdot P_{спож,др}. \quad (27)$$

Споживана насосом потужність не повинна перевищувати потужності приводного ДВЗ, в іншому випадку необхідне коригування завдання на проектування ОГП шляхом зниження максимальної швидкості гідроциліндра (часу його переміщення) або установка приводного двигуна підвищеної потужності.

Розрахунок і вибір допоміжного гідрообладнання

1 Внутрішній діаметр трубопроводу визначають за формулою

$$d = 4,6 \sqrt{\frac{Q}{[v]}}, \text{ мм}, \quad (28)$$

де Q – теоретичне значення подачі насоса ($Q_{\text{нт}}$ – в основних магістралях; $Q_{\text{нпт}}$ – для ліній всмоктування, нагнітання і зливу насоса під живлення),

$[v]$ – допустима швидкість течії РР [м/с], значення якої вибирають виходячи з наступних рекомендацій:

- для всмоктуючих трубопроводів $[v_{\text{вс}}] = 1,2$ м/с або не більше значення швидкості (або не менш тиску), встановленого постачальником насоса;
- для напірних трубопроводів $[v_{\text{н}}] = 5$ м/с;
- для зливних трубопроводів $[v_{\text{зл}}] = 4$ м/с,

а замість значення d підставляють, $d_{\text{н}}$, $d_{\text{зл}}$ і $d_{\text{вс}}$ – діаметри трубо-проводів нагнітання, злива і всмоктування основного насоса при не-замкнутому ланцюгу циркуляції РР, відповідно; $d_{\text{вс нп}}$ – всмоктування насоса підживлення; $d_{\text{нп}}$ – нагнітання насоса підживлення; $d_{\text{злп}}$ – злива в гідробак.

Діаметри трубопроводів округлюють: при розрахунковому значенні вище до 1 мм від стандартного округлюють у менший бік; при розрахунковому значенні більше 1,1 мм округлюють у більшу сторону.

Зведені діаметри вибирають з ряду по ГОСТ 16516: 5,0; 6,0; 8,0; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200 і 250 мм. Швидкість РР у всмоктуючому трубопроводі жорстко ув'язана з можливостями функціонування насосів без кавітації, швидкості в напірному і зливному трубопроводах встановлюють в результаті розрахунку ККД ОГП і виконання умови (16), тому в ОГП високих тисків допускаються швидкості до 8 м/с і більше.

2 Об'єм гідробака визначають за формулою

$$V_{\text{б}} = 1,1 \dots 1,15 (a \cdot Q_{\text{н}} + Q_{\text{зл}}), \text{ дм}^3, \quad (29)$$

де $Q_{\text{н}}$ – теоретичне значення подачі насоса, л/хв.

$a = 1,5 \dots 3$ – для незамкненого ланцюга циркуляції РР, $Q_{\text{зл}}$ – зливаємий в гідробак об'єм РР з трубопроводів і гідромашин, який для замкнутого ланцюга РР близький до нуля, дм³,

1,1...1,15 – коефіцієнт збільшення об'єму гідробака на вміст у ньому 10...15% об'єму повітря.

3 Розрахунок і вибір оливаохолоджувача.

Для розрахунку виділяємої теплової потужності пропонується спрощений метод на основі визначення втрат пропорційно споживаній потужності ОГП в 15...20% при машинному і до 30% при дросельному управлінні витратою РР

$$\Delta P_{\text{маш}} = (0,15 \dots 0,2) \cdot P_{\text{потр}}, \text{ кВт}; \quad \Delta P_{\text{др}} = 0,3 \cdot P_{\text{потр}}, \text{ кВт}, \quad (30)$$

де $\Delta P_{\text{маш}}$ і $\Delta P_{\text{др}}$ – втрати потужності при машинному і дросельному способах управління ОГП, відповідно, кВт;

$P_{\text{потр}}$ – споживана потужність ОГП, кВт.

Підбираємо необхідний за розсієною тепловою потужністю охолоджувач і визначають витрати РР, які необхідно прокачувати через охолоджувач, і перепад тисків на охолоджувачі. Так як охолоджувачі мають обмеження по тиску на вході ($[p_{\text{вх}}] \leq 0,6 \text{ МПа}$), то необхідно підібрати трубопровід на виході з охолоджувача відповідного перерізу. При цьому тиск на вході в охолоджувач не повинен перевищувати допустимого по міцності значення

$$p_{\text{вх}} = \Delta p_{\text{охл}} + \Delta p_{\text{тр.L}} < [p_{\text{вх}}], \text{ МПа}, \quad (31)$$

де $\Delta p_{\text{охл}}$ – перепад тисків між входом і виходом, МПа;

$\Delta p_{\text{тр.L}}$ – втрати тиску по довжині трубопроводу на виході з охолоджувача, МПа,

$$\Delta p_{\text{тр.L}} = 0,714 \cdot \frac{L}{d^{*4}} \cdot Q_{\text{нт}} \cdot \nu_{\text{в'язк}}, \text{ МПа}, \quad (32)$$

де L – довжина зливного трубопроводу, м;

d^* – внутрішній діаметр трубопроводу (округлене до стандартного значення) мм;

$Q_{\text{нт}}$ – теоретична витрата РР насосом, л/хв;

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

З метою спрощення розрахунків і у зв'язку з малістю перепаду тисків на охолоджувачі (зазвичай не більше 0,1 МПа в широкому діапазоні значень в'язкості при малих витратах РР, прокачуваної насосом підживлення), приймають допустиме значення втрат тиску в трубопроводі в наступному вигляді

$$[\Delta p_{\text{тр.L}}] < [p_{\text{вх}}] - 0,1, \text{ МПа при } [p_{\text{вх}}] = 0,6 \text{ МПа}. \quad (33)$$

Результати розрахунку об'ємного гідропривода (для довідок)

- Основні результати розрахунків та вибору гідрообладнання:
- 1) обрано гідроциліндр типу ГЦ 100 мм х 63 мм х 1020 мм виробництва ОАО Машгідропривод (м. Харків);
 - 2) робочий перепад тисків в об'ємному гідроприводі $\Delta p_{\text{роб}} = 11$ МПа;
 - 3) дана оцінка стійкості гідроциліндра – стійкий;
 - 4) обрано насос типу НШ-32А3 Кропівницького ОАО «Гідросила»;
 - 5) потужність приводного двигуна повинна становити не менш ніж $P_{\text{дв}} = 6,9$ кВт при частоті обертання $n_{\text{дв}} = 1500 \text{ хв}^{-1}$;
 - 6) обрано діаметри трубопроводів згідно нормальному ряду зведених діаметрів: всмоктувального $d_{\text{вс}} = 32$ мм; нагнітального $d_{\text{н}} = 16$ мм; зливного $d_{\text{зл}} = 16$ мм;
 - 7) загальний ККД ОГП дорівнює $\eta_{\text{ОГП}} = 82$ %.

Завдання: Виконати розрахункове завдання за вихідними даними викладача.

Практичне заняття 3 – Статичний розрахунок об'ємного гідропривода обертання автобетонозмішувача за допомогою програми VisSim

Завдання: Скласти розрахункові блоки VisSim за наведеною методикою та отримати результати.

1. Методика статичного розрахунку об'ємного гідропривода обертання автобетонозмішувача

Для обертання змішувального барабана автобетонозмішувача (АБЗ) застосовуються аксіальнопоршневі насос і гідромотор згідно з гідравлічною принциповою схемою із замкненим ланцюгом циркуляції РР.

На **рис. 1** наведена гідравлічна принципова схема ОГП обертального руху сучасної конструкції, вживаного в мобільних машинах, з керуванням робочим об'ємом насоса за допомогою двоступеневого електрогідравлічного регулятора стежного принципу дії з механічним зворотним зв'язком. ОГП має насос Н і гідромотор М, сполучені один з одним за допомогою трубопроводів і рукавів високого тиску РВД. На насосі Н змонтовані насос підживлення Нп із запобіжним клапаном КПп, запобіжні клапани КП1 і КП2 основних магістралей $A - A$ і $B - B$, зворотні клапани системи підживлення КО1 і КО2, регулятор зміни робочого об'єму насоса з гідророзподільником Р з пропорційним електромагнітним керуванням, гідроциліндр Ц і пристрій механічного («жорсткого») зворотного зв'язку ЗЗ між ними, і клапани для автоматичного спрацьовування захисту від перевантажень КДа типу «або» і КПу, що обмежують роботу ОГП на максимальному тиску. Клапан КПу має настройку на тиск дещо менший, ніж основні клапани КП1 і КП2. Насос підживлення окрім своєї основної функції здійснює також подачу РР в канал керування регулятора робочого об'єму насоса Н (тиск p_y). На гідромоторі М встановлені гідророзподільник Рп скидання частини потоку РР з магістралі низького тиску (підживлення) в гідробак Б для охолодження і гідроклапан тиску КД для підтримки тиску в каналі зливу на рівні значення тиску підживлення. Зовнішніми гідро пристроями ОГП є всмоктуючий фільтр Ф на вході в насос підживлення Нп і охолоджувач АТ. Контроль забрудненості фільтроелемента здійснюється за інди-катором забрудненості на фільтрі з електричною сигналізацією або за допомогою візуального моновакуумметра. У зв'язку з високою теплонавантажністю ОГП охолодження вузлів тертя гідромашин забезпечується шляхом направлення РР з гідророзподільника Рп через клапан КД в корпус гідромотора М, з останнього в корпус насоса Н ($Q_{\text{вит}}^{\text{М}}$) і далі ($Q_{\text{вит}}^{\text{Н}}$) у охолоджувач АТ.

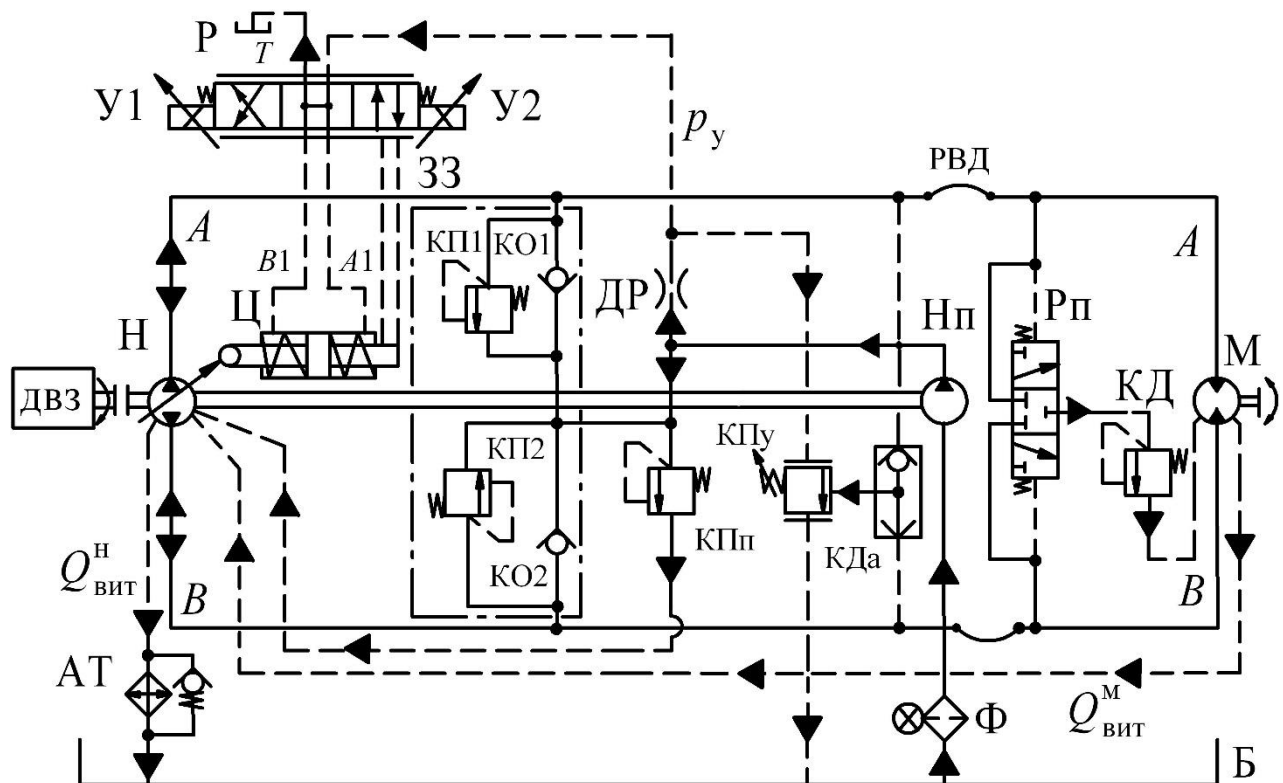


Рис.1. Гідравлічна принципова схема ОГП з електрогідравлічним пропорційним стежним регулятором подачі насоса Н серії A4VG «Rexroth Bosch Group»

При роботі ОГП обертання насосам Н і Нп передається від приводного двигуна ДВЗ і РР нагнітається до гідромотора в напрямку $A - A$ або $B - B$ залежно від необхідного напрямку обертання робочого органу машини. Безступінчаста зміна робочого об'єму насоса і напрямку подачі РР для реверсування обертання гідромотора здійснюється за допомогою регулятора стежного принципу дії, що має механічний зворотний зв'язок 33 між керівним регулюючим пристроєм (стежним золотником Р) і гідроциліндром Ц безпосередньої дії на похилий диск насоса.

Привод стежного золотника гідророзподільника Р здійснюється дистанційно електричними пропорційними магнітами У1 і У2, що дозволяє спростити кінематичні зв'язки між насосом і оператором (замінивши механічну тягу на електричні дроти) і автоматизувати роботу ОГП. При подачі електроживлення на магніт У1 золотник гідророзподільника Р зміщується вправо і РР надходить в ліву порожнину В1 гідроциліндра Ц, переміщуючи його поршень вправо, впливаючи на похилий диск насоса Н. При зсуві золотника гідророзподільника Р вліво під дією електро-живлення на магніт У2 потік керування РР надходить в праву порожнину А1 гідроциліндра Ц і переміщує поршень вліво, впливаючи на похилий диск насоса Н. Зворотний зв'язок 33 забезпечує фіксацію поршня гідроциліндра Ц в заданому гідророзподільником Р положенні і однозначний зв'язок між електричним сигналом керування на електромагнітах і значенням робочого об'єму насоса Н. Такий тип регулятора називається стежним, так як кожному положенню

золотника гідророзподільника Р відповідає певне положення гідроциліндра Ц та значення робочого об'єму насоса Н.

При досягненні тиску в одній з основних магістралей $A-A$ або $B-B$, рівного настройці тиску клапана КПу, останній скидає тиск в каналі живлення гідророзподільника Р до мінімального значення ($p_y \approx 0$). За наявності дроселя ДР це скидання тиску не робить впливу на значення тиску в контурі підживлення, що дуже важливо, оскільки у цей момент гідромашини працюють на близькому до максимального тиску і споживають практично всю витрату підживлення для компенсації витоків РР. За відсутності тиску керування в порожнинах гідроциліндра Ц пружини в останньому встановлюють поршень в нейтральне положення, відповідне нульовому робочому об'єму насоса. Гранична умова роботи ОГП щодо тиску і припинення обертання гідромотора (і сполученого з ним робочого органу) надає оператору сигнал для вживання заходів з усунення перевантаження.

Вихідні дані для ОГП з гідромоторами:

1. Крутний момент, що розвивається одним гідромотором M_m [Н.м].
Значень розрахункового крутного моменту може бути декілька залежно від умов експлуатації АБЗ.

2. Екстремальні частоти обертання гідромотора $n_{\max}$ і $n_{\min}$, пов'язані з технологічним процесом роботи авто [хв⁻¹];

3. Вимоги до умов експлуатації та керування ОГП, наприклад, за допомогою електрогідравлічних засобів або ручного керування робочим об'ємом насоса АБЗ.

Метою розрахунку є визначення робочих об'ємів гідромотора і насоса при заданих значеннях вихідної потужності, крутного моменту і частоти обертання гідромотора АБЗ. В **табл. 1** приведені чисельні значення початкових даних для розрахунку ОГП авто бетонозмішувача.

Таблиця 1 – Початкові дані для розрахунку ОГП автобетонозмішувача

M_m , Н.м	$n_{\max}$, хв ⁻¹	$n_{дв} = n_n$, хв ⁻¹	$\Delta p_{м.попер}$, МПа	L , м	v_{30} , мм ² /с	v_{i1} , мм ² /с	v_{i2} , мм ² /с
130	2100	1700	25	2	30	10	150

2. Визначення робочого об'єму гідромотора проводять у два етапи. Попередньо робочий об'єм визначають на підставі заданого крутного моменту зовнішнього статичного навантаження і вибраного типу гідромотора (конструкції і його технічних характеристик за номінальним значенням частоти обертання, тиску і гідромеханічного ККД)

$$V_{\text{м,попер}} = \frac{M_{\text{м}}}{0,159 \cdot \Delta p_{\text{м,попер}} \cdot \eta_{\text{мгм,попер}}}, \text{ см}^3, \quad (1)$$

де $M_{\text{м}}$ – крутний момент зовнішнього статичного навантаження, рівний крутному моменту гідромотора, значення якого задається проектантом машини з ОГП, Н.м,

$\Delta p_{\text{м,попер}}$ – перепад тисків, що заздалегідь задається на гідромоторі [МПа], зазвичай задають номінальне значення перепаду тисків згідно з технічною характеристикою гідромотора за каталогом, яке знаходиться в межах

$$\Delta p_{\text{м,попер}} = 10 \dots 25 \text{ МПа}, \quad (2)$$

де $\eta_{\text{мгм,попер}}$ – гідромеханічний ККД гідромотора, значення якого залежно від конструкції і частоти обертання гідромоторів різних типів знаходиться в діапазоні

$$\eta_{\text{мгм,попер}} = 0,85 \dots 0,98. \quad (3)$$

Наприклад, для аксіальнопоршневих гідромоторів «Гідросила» гідромеханічний ККД досягає значення $\eta_{\text{мгм}} = 0,95$.

3. Отримане за формулою (1) значення робочого об'єму округлюють до найближчого більшого значення $V_{\text{м}}^*$ з номенклатурного ряду гідромоторів за каталогом.

4. На підставі уточненого значення робочого об'єму і відповідного гідромеханічного ККД визначають фактичний (робочий) перепад тисків на гідромоторі

$$\Delta p_{\text{м}} = \frac{M_{\text{м}}}{0,159 \cdot V_{\text{м}}^* \cdot \eta_{\text{мгм}}^*}, \text{ МПа}, \quad (4)$$

де $\eta_{\text{мгм}}^*$ – гідромеханічний ККД гідромотора, значення якого приймають за каталогом і попередньо для спрощення розрахунків приймають усі значення ККД постійними незалежно від частоти обертання і тиску РР в ОГП.

Якщо отримане значення перепаду нижче номінального значення для обраного гідромотора, то вибір гідромотора за робочим об'ємом проведений коректно. Для забезпечення підвищеної довговічності ОГП і в разі відсутності обмежень за габаритами і масою рекомендується задаватися тиском і частотою обертання не більше 75...100 % від номінального значення.

5. Визначають перепад тисків, що розвивається насосом для забезпечення функціонування гідромотора із заданим зовнішнім навантаженням

$$\Delta p_H = \Delta p_M + \Delta p_{\text{втрат}}, \text{ МПа}, \quad (5)$$

де $\Delta p_{\text{втрат}}$ – гідравлічні втрати тиску РР в трубопроводах між насосом і гідромотором, значення яких не повинно перевищувати 5% від робочого тиску на виході насоса для забезпечення високого значення загального ККД ОГП, тому попередньо

$$\Delta p_{\text{втрат}} = 0,05 \cdot \Delta p_M, \text{ МПа}. \quad (6)$$

В основі отримання формули (6) лежать такі передумови:

1) Перепад тисків на гідромоторі дорівнює різниці тиску на вході $p_{\text{нагн,м}}$ (нагнітанні) і виході $p_{\text{зл,м}}$ (зливі)

$$\Delta p_M = p_{\text{нагн,м}} - p_{\text{зл,м}}, \text{ МПа}; \quad (7)$$

2) Тиск нагнітання насоса дорівнює сумі тисків нагнітання гідромотора $p_{\text{нагн,м}}$ і втрат $\Delta p_{\text{втрат}}$ по довжині трубопроводу між насосом і гідромотором

$$p_{\text{нагн,н}} = p_{\text{нагн,м}} + \Delta p_{\text{втрат}}, \text{ МПа}. \quad (8)$$

6. Визначають витрату РР, яку необхідно підвести до гідромотора від насоса при максимальній швидкості робочого органу

$$Q_H = Q_M = \frac{10^{-3} \cdot V_M^* \cdot n_{\text{макс}}}{\eta_{\text{ом}}}, \text{ л/хв}, \quad (9)$$

де Q_H – фактична подача насоса з урахуванням об'ємного ККД (коефіцієнта подачі), л/хв,

$n_{\text{макс}}$ – максимальна частота обертання гідромотора, хв^{-1} ,

$\eta_{\text{ом}}$ – об'ємний ККД гідромотора, який визначається як частка від ділення загального ККД на гідромеханічний

$$\eta_{\text{ом}} = \eta_M / \eta_{\text{МГМ}}. \quad (10)$$

7. Визначають максимальну теоретичну подачу насоса

$$Q_{\text{нт}} = Q_H / \eta_{\text{он}}, \text{ л/хв}, \quad (11)$$

де $\eta_{\text{он}}$ – коефіцієнт подачі насоса, значення якого знаходиться в межах $\eta_{\text{он}} = 0,9 \dots 0,98$.

Примітка: Якщо гідромоторів декілька, то подача насоса складається з витрат всіх гідромоторів.

8. Визначають попередньо робочий об'єм насоса, що забезпечує необхідну подачу PP (11) при заданій номінальній частоті обертання приводного двигуна насоса

$$V_{\text{н,попер}} = k \cdot \frac{10^3 Q_{\text{нт}}}{n_{\text{дв}}}, \text{ см}^3, \quad (12)$$

де $n_{\text{дв}}$ – номінальна частота обертання приводного двигуна, хв^{-1} ,

$k = 1,0 \dots 1,2$ – коефіцієнт, що враховує зношування гідромашин під час експлуатації..

Робочий об'єм насоса округлюють за каталогом до найближчого більшого і позначають $V_{\text{н}}^*$.

9. Визначають максимальну корисну потужність ОГП при заданих значеннях крутного моменту $[H \cdot m]$ і частоти обертання $[\text{хв}^{-1}]$

$$P_{\text{кор}} = \frac{M_{\text{м}} \cdot n_{\text{макс}}}{9550}, \text{ кВт}. \quad (13)$$

10. Визначають максимальну споживану насосом потужність

$$P_{\text{спож}} = \frac{Q_{\text{н}} \cdot \Delta p_{\text{н}}}{60 \cdot \eta_{\text{н}}} = \frac{Q_{\text{нт}} \cdot \Delta p_{\text{н}}}{60 \cdot \eta_{\text{нгм}}}, \text{ кВт}, \quad (14)$$

де $\Delta p_{\text{н}}$ – перепад тисків на насосі, МПа,

$Q_{\text{н}}$ – фактична подача основного насоса, л/хв,

$\eta_{\text{н}}$ – ККД основного насоса (загальний або повний),

$\eta_{\text{нгм}}$ – гідромеханічний ККД насоса, який визначається як частка від ділення ККД насоса на об'ємний

$$\eta_{\text{нгм}} = \eta_{\text{н}} / \eta_{\text{он}}. \quad (15)$$

Споживана насосом фактична потужність не повинна перевищувати споживаної потужності за каталогом

$$P_{\text{спож}} < P_{\text{спож.кат}}. \quad (16)$$

11. Визначають загальний ККД ОГП

$$\eta_{\text{огп}} = P_{\text{кор}} / P_{\text{спож}}. \quad (17)$$

12. Визначають встановлювану потужність приводного ДВЗ із застосуванням на практиці коефіцієнтом запасу

$$P_{\text{дв}} = 1,3 \cdot P_{\text{спож}}. \quad (18)$$

Споживана насосом потужність не повинна перевищувати потужності приводного ДВЗ.

13. Розраховуємо внутрішній діаметр трубопроводів за формулою

$$d = 4,6 \sqrt{\frac{Q}{[v]}}, \text{ мм}, \quad (19)$$

де Q – теоретичне значення подачі насоса ($Q_{\text{нт}}$ – в основних магістралях;

$Q_{\text{нтт}}$ – для ліній всмоктування),

$[v]$ – допустима швидкість течії РР [м/с], значення якої вибирають згідно з наданими рекомендаціями: для всмоктувальних трубопроводів $[v_{\text{вс}}] = 1,2$ м/с або не більше значення швидкості (або не менше тиску), встановленого постачальником насоса; для напірних трубопроводів $[v_{\text{н}}] = 5$ м/с; для зливних трубопроводів $[v_{\text{зл}}] = 4$ м/с,

а замість значення d підставляють, $d_{\text{н}}$, $d_{\text{зл}}$ і $d_{\text{вс}}$ – діаметри трубопроводів нагнітання, зливу і всмоктування насоса. Діаметри трубопроводів округлюють: при розрахунковому значенні вище до 1 мм від стандартного – у менший бік; при розрахунковому значенні більше 1,1 мм – у більший.

Зведені діаметри вибирають з ряду за ГОСТ 16516: 5,0; 6,0; 8,0; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200 і 250 мм. Швидкість РР у всмоктувальному трубопроводі жорстко пов'язана з можливостями функціонування насосів без кавітації, швидкості в напірному і зливному трубопроводах встановлюють у результаті розрахунку ККД ОГП і виконання умови (6), тому в ОГП високих тисків допускаються швидкості до 8 м/с і більше.

14. Об'єм гідробака визначають за формулою

$$V_{\text{б}} = 1,1 \dots 1,15 (Q_{\text{н}} + Q_{\text{зл}}), \text{ дм}^3, \quad (20)$$

де $Q_{\text{н}}$ – теоретичне значення подачі насоса, л/хв;

$Q_{зл}$ – об'єм РР, що зливається у гідробак з трубопроводів і гідромашин, дм^3 ;

1,1...1,15 – коефіцієнт збільшення об'єму гідробака на вміст у ньому 10...15% об'єму повітря.

15. Розрахунок і вибір оливоохолоджувача.

Для розрахунку виділеної теплової потужності пропонується спрощений метод на основі визначення втрат пропорційно споживаній потужності ОГП до 30 % при дросельному керуванні витратою РР

$$\Delta P_{др} = 0,3 \cdot P_{спож}, \text{ кВт}, \quad (21)$$

де $\Delta P_{др}$ – втрати потужності при дросельному способі керування ОГП, кВт,

$P_{спож}$ – споживана потужність ОГП, кВт.

За каталогом підбирають необхідний за розсіяною тепловою потужністю охолоджувач і визначають витрати РР, які необхідно прокачувати через охолоджувач, і перепад тисків на охолоджувачі. Оскільки охолоджувачі мають суттєві обмеження щодо тиску на вході ($[p_{вх}] \leq 0,6 \text{ МПа}$), то необхідно підібрати гідропровод на виході з охолоджувача відповідного перерізу. При цьому тиск на вході в охолоджувач не повинен перевищувати допустимого за міцністю

$$p_{вх} = \Delta p_{охл} + \Delta p_{тр.L} < [p_{вх}], \text{ МПа}, \quad (22)$$

де $\Delta p_{охл}$ – перепад тисків між входом і виходом, МПа,

$\Delta p_{тр.L}$ – втрати тиску за довжиною гідропроводу на виході з охолоджувача, МПа,

$$\Delta p_{тр.L} = 0,714 \cdot \frac{L}{d^{*4}} \cdot Q_{нт} \cdot \nu_{в'язк}, \text{ МПа}, \quad (23)$$

де L – довжина зливного трубопроводу, м,

d^* – внутрішній діаметр трубопроводу (округлене до стандартного значення) мм,

$Q_{нт}$ – витрата РР л/хв,

$\nu_{в'язк}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості РР, $\text{мм}^2/\text{с}$ (сСт).

З метою спрощення розрахунків і у зв'язку з малістю перепаду тисків на охолоджувачі (зазвичай не більше 0,1 МПа в широкому діапазоні значень в'язкості при малих витратах РР, приймають допустиме значення втрат тиску в трубопроводі в такому вигляді

$$[\Delta p_{тр.L}] < \{[p_{вх}] - 0,1\}, \text{ МПа при } [p_{вх}] = 0,6 \text{ МПа}. \quad (24)$$

Результати розрахунків ОГП АБЗ (для довідок).

В результаті проведених розрахунків ОГП АБЗ зроблений вибір аксіальнопоршневих гідромашин: гідромотор моделі МП 71; насос моделі НП 112. ККД ОГП АБЗ складає 68 %. Об'єм гідробака повинен складати не менше 15,35 дм³. Потужність оливаохолоджувача повинна складати не менше 6,28 кВт. Діаметри трубопроводів: $d_{\text{осн}}^* = 25$ мм; $d_{\text{вснп}}^* = 25$ мм; $d_{\text{ннп}}^* = 12$ мм; $d_{\text{злнп}}^* = 12$ мм.

Завдання: Виконати розрахункове завдання за вихідними даними викладача.

Практичне заняття 4 – Статичний розрахунок об'ємного гідропривода рульового керування колісного трактора за допомогою програми VisSim

Завдання: Скласти розрахункові блоки VisSim за наведеною методикою та отримати відповідні результати

1. Аналіз гідравлічних принципових схем об'ємних гідроприводів рульового керування позашляхових транспортних засобів

Для рульових механізмів позашляхових транспортних засобів зі швидкістю руху до 50 км/год (колiсні екскаватори та бульдозери, дорожні котки, навантажувачі, трактори, сільськогосподарські збиральні комбайни та ін.) застосовують об'ємний гідропривод, що включає гідроциліндри для повороту коліс, насос-дозатор для подання регламентованого об'єму робочої рідини (РР) у порожнині гідроциліндрів пропорційно куту повороту рульового колеса і насос для подання РР у гідросистему. ОГП рульового керування дозволяє істотно знизити зусилля на рульовому колесі, а сполучення насоса-дозатора з гідроциліндрами керування колесами за допомогою рукавів високого тиску РВД забезпечує зручність компонування рульового приводу на машині.

Розглянемо схеми ОГП рульового керування трактора.

На **рис. 1** приведений колісний трактор ХТЗ-17021, який має клас 3, що відповідає максимальному тяговому зусиллю 30 кН, повна маса досягає 8100 кг. На тракторі встановлений шестициліндровий дизель моделі BF6M1013E фірми «Дойтц» (ФРГ) потужністю 176 к.с (129 кВт), який є чотиритактним рідинного охолодження з безпосереднім уприскуванням палива і турбонаддувом.

В перших випусках тракторів з однонасосною системою витрати робочої рідини (РР) клапан пріоритету рульового керування був окремо закріплений на рамі трактора (**рис. 2**) як покупний гідропристрій. Основними частинами ОГП є: 1 – насос-дозатор; 2 – колонка рульова регульована; 3 – рульове колесо; 4 – гідробак; 5 – Сапун (повітряний фільтр); 6 – заправний фільтр; 7 – фільтр зливний; 8 – фільтр заборний; 9 – гідророзподільникі навісного обладнання; 10 – шестеренний насос; 11 – клапан пріоритету; 12 і 13 – гідроциліндри; 14 – тяга рульової трапеції.



Рис. 1. Загальний вид колісного трактора ХТЗ-17021

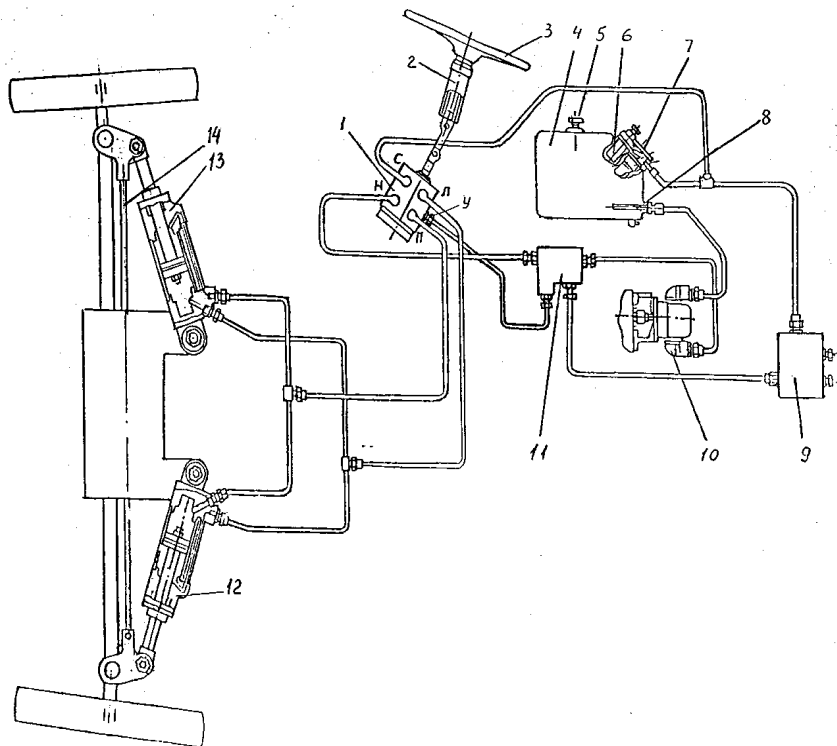


Рис. 2. Монтажна схема ОГП рульового керування трактора ХТЗ-17021 з окремим клапаном пріоритету

При подальшій модернізації гідросистеми трактора став застосовуватися насос-дозатор, в склад якого входить клапан пріоритету (рис. 3). Таким чином, вдалося скоротити кількість покупних комплектуючих і зменшити собівартість трактора. ОГП складається з шестеренного насоса 12, гідробака 10 з фільтром, повітряного фільтра (сапуна) 9, оливаохолоджувача 1 з перепускним клапаном 8 (подільником потоку згідно термінології ХТЗ), крана для відключення запобіжної магістралі, рульової колонки 3 з насосом-дозатором 2, двох гідроциліндрів повороту 13 і 14, гідророзподільника 5, двох гідроциліндрів 6 управління заднім навісним пристроєм трактора, охоплюваних муфт в кількості

8 штук для агрегування з трактором різних машин та механізмів, гідропроводів та рукавів високого тиску.

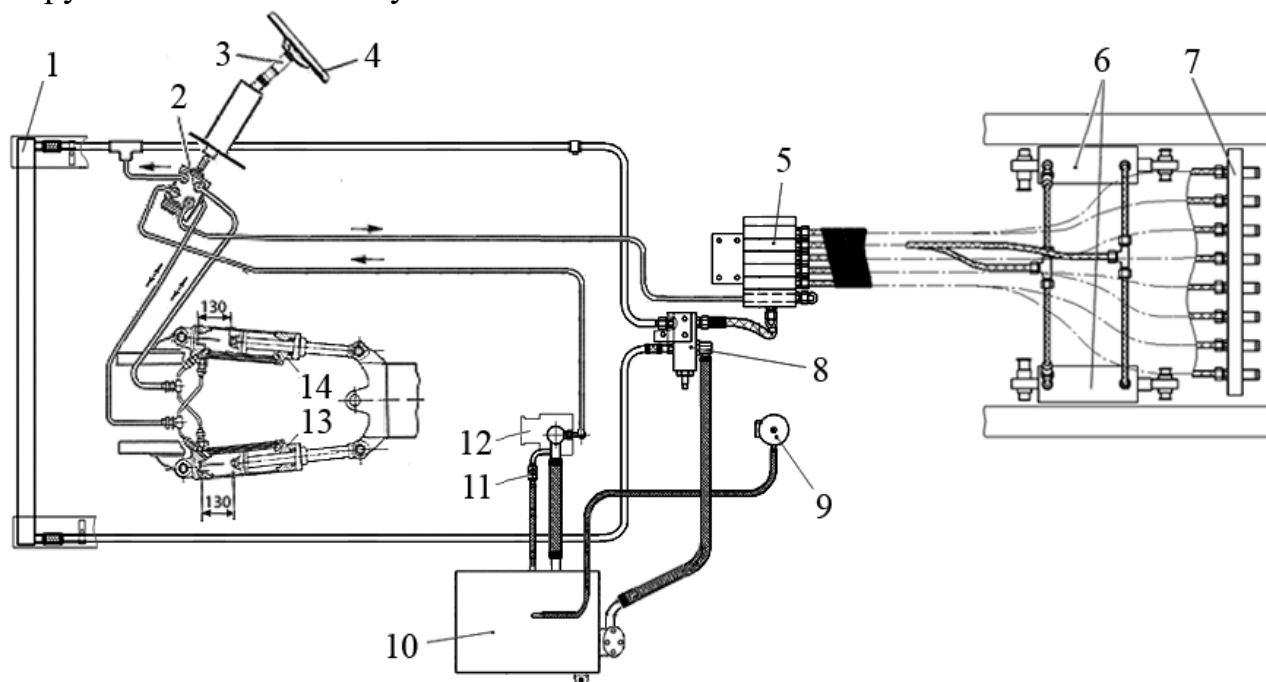


Рис. 3. Монтажна гідравлічна схема ОГП трактора ХТЗ-17021 із насосом-дозатором з автоматичною функцією пріоритету рульового керування

Рульове управління за допомогою об'ємного гідропривода для повороту трактора шляхом зміни взаємного кутового положення напіврам в горизонтальній площині, здійснюється гідравлічними циліндрами повороту. При повороті рульового колеса 4 напірна лінія насоса-дозатора 2 з'єднується з гідроциліндром 13 або 14 залежно від напрямку повороту колеса, при цьому насос-дозатор забезпечує необхідний потік РР і тиск в рульовій системі, інший потік РР поступає в гідророзподільника 5 і далі через радіатор 1 на злив у бак. За відсутності дії на рульове колесо увесь потік РР поступає через насос-дозатор в гідророзподільника.

На **рис. 4,а** представлена гідросхема ОГП рульового керування фірми «SAUER DANFOSS», що включає гідроциліндр Ц приводу повороту коліс, насос-дозатор НД, насос Н з приводним двигуном ДВЗ, рукави РВД1(2) і бак Б. До складу насоса-дозатора НД входять гідророзподільник Р, запобіжний клапан КПн для захисту від перевантажень насоса Н, зворотний клапан КОн в лінії нагнітання насоса і «антикавітаційні» клапани КО1 і КО2 (сполучені з гідробакком Б) та запобіжні клапани КП1 і КП2 захисту від перевантажень гідроциліндра Ц і рукавів РВД («вторинні» або «протиударні» клапани). Позначення *L* і *R* відповідають підводам РР до гідроциліндрів Ц для забезпечення повороту транспортного засобу «вліво» або «вправо». Штрихпунктирною лінією обведена гідросхема насоса-дозатора НД. На зливі РР в гідробак Б встановлено фільтр Ф. При повороті рульового колеса і пов'язаного з ним гідророзподільника Р вліво лінія нагнітання *p* насоса сполучається з порожниною гідроциліндра *L*, при повороті рульового колеса і

LAGBEL (рис. 4,г), у якій порожнини p насоса і T роз'єднані (closed center – закритий центр) і відсутня реакція з боку коліс на рульове колесо (non reaction). Лінія EL дозволяє підключити реле тиску для керування ввімкненням приводного електродвигуна резервного насоса.



Обертання рульового колеса в аварійному режимі при відмові насоса можливе тільки з насосом-дозатором обмеженого робочого об'єму (як правило, не більше 250 см^3) через зростання моменту опору, який оператор не в змозі подолати силою м'язів. У такому випадку для транспортних засобів, в яких необхідний підвищений робочий об'єм насоса-дозатора, ОГП рульового керування оснащують підсилювачем потоку PP за аналогією з пілотним керуванням у гідророзподільниках великих витрат.

У представленій на **рис. 5** гідросхемі ОГП рульового керування блок А насоса-дозатора НД забезпечує керування блоком Б підсилювача потоку OSQA фірми «SAUER DANFOSS» по магістралях *R* і *L* (гідророзподільник P1), від якого по магістралях *CR* і *CL* (гідророзподільник P2) PP надходить у гідроциліндри Ц1 і Ц2 повороту коліс транспортного засобу.

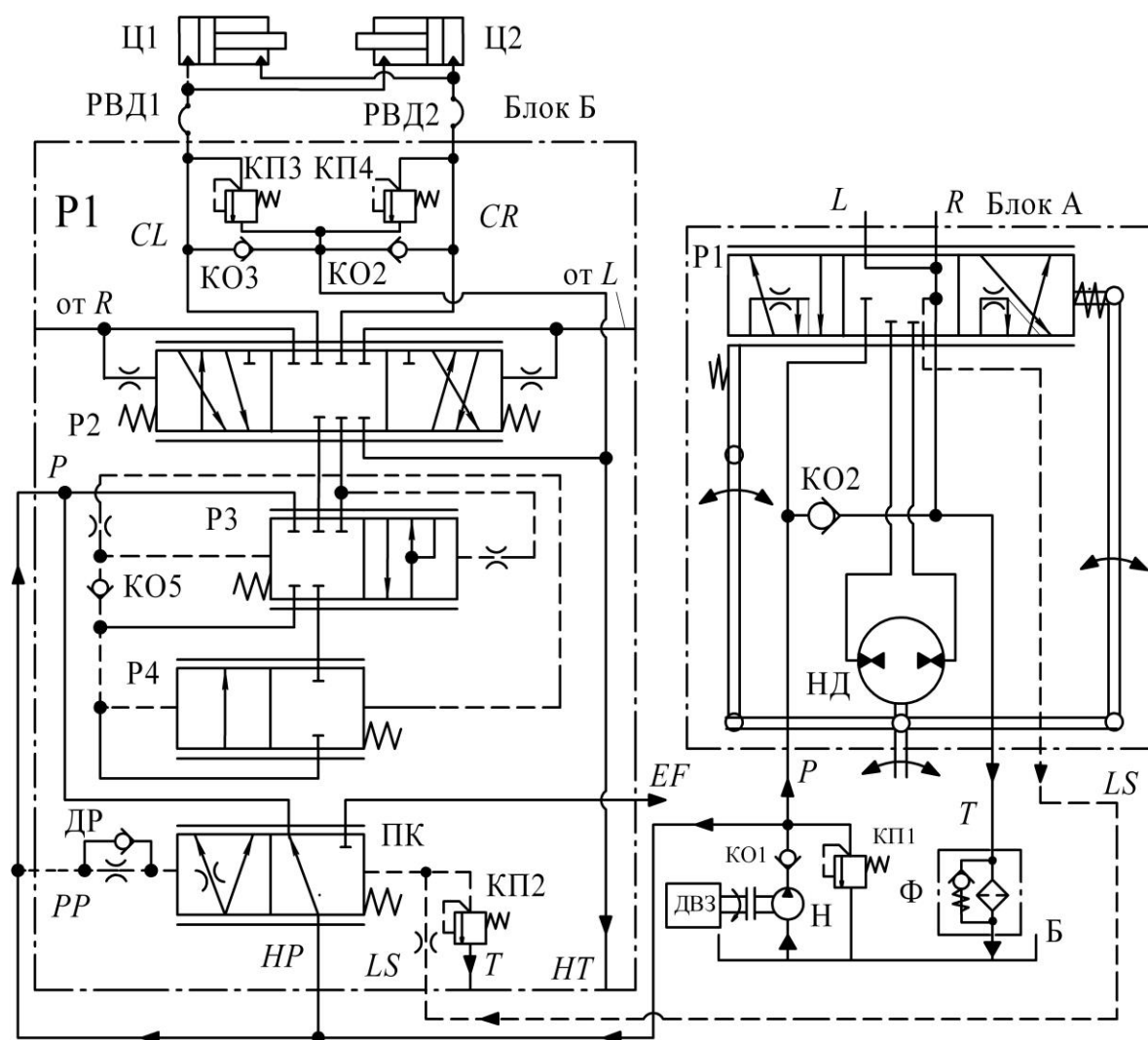


Рис. 5. Гідралічна принципова схема ОГП рульового керування з підсилювачем потоку OSQA фірми «SAUER DANFOSS»

Гідророзподільники P3 і P4 забезпечують функціонування основного гідророзподільника потоку P2, а гідророзподільник ПК виконує функції пріоритетного клапана шляхом підведення PP по магістралі *EF* до ОГП

технологічного обладнання транспортного засобу при його прямолінійному русі, коли рульовий механізм не споживає РР.

Підсилювачі потоку OSQA застосовуються у складі ОГП рульового керування кар'єрних самоскидів.

2. Методика розрахунку об'ємного гідропривода рульового керування

При проектуванні ОГП рульового механізму хід поршня гідроциліндра і зусилля, що розвивається останнім, є відомими на підставі даних попереднього розрахунку кінематики та силової взаємодії ланок рульового механізму. Зважаючи на застосовувані гідроциліндри, насоси-дозатори і насоси подачі РР, у рульовому механізмі робочий тиск приймають мінімальним із номінальних значень за каталогами для трьох з вищевказаних гідропрстроїв.

1) Розрахунок параметрів гідроциліндра (гідроциліндрів).

Залежно від кінематичної схеми гідроциліндрів (рис. 6) розрахунок діаметра поршня і штока ведуть за наступними формулами.

1.1) Для гідроциліндра з одnobічним штоком (рис. 6,а) попередньо визначають діаметр поршня, нехтуючи площею штока

$$D_{\Pi} = \sqrt{\frac{4F_2}{\pi \cdot p_{\text{вх}} \cdot \eta_{\text{ГМ}}}}, \text{ мм}, \quad (1)$$

де F_2 – зусилля, що діє на поршень (зовнішнє навантаження, яке є заданим значенням, див. вище), Н,

$p_{\text{вх}}$ – тиск на вході в гідроциліндр, значення якого має становити близько 75 % від номінального для забезпечення підвищеної довговічності ОГП

$$p_{\text{вх}} = 0,75 p_{\text{ном}}, \text{ МПа}, \quad (2)$$

$\eta_{\text{ГМ}}$ – гідромеханічний ККД гідроциліндра (для сучасних конструкцій задаються $\eta_{\text{ГМ}} = 0,96 \dots 0,98$);

$p_{\text{ном}}$ – номінальний тиск, що розвивається насосом.

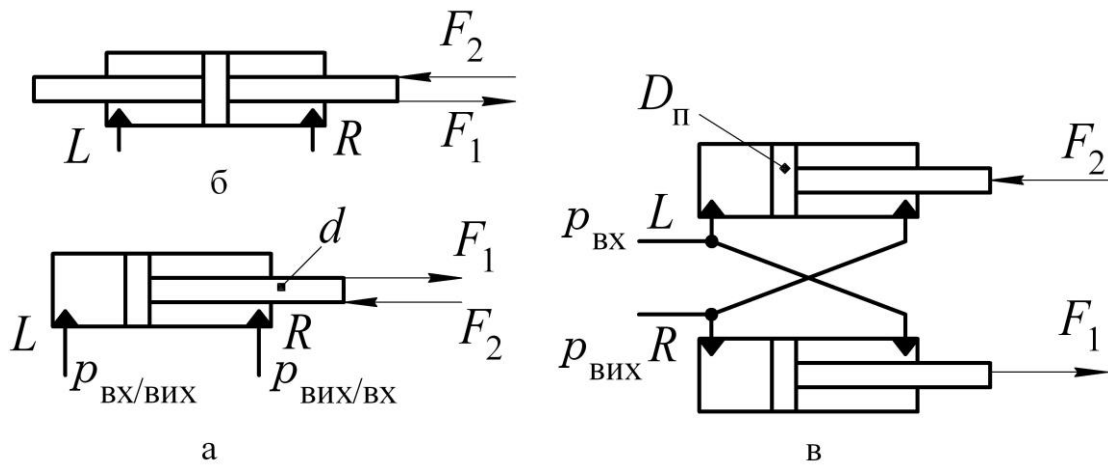


Рис. 6. Геометричні параметри гідроциліндрів

Діаметр поршня $D_{\text{п}}$ округлюють у більший бік, зважаючи на стандартні значення $D_{\text{п}}^*$: 18; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140 і 160 мм, кожному з яких відповідає стандартне значення штока d^* (якщо номенклатурою гідроциліндрів передбачається два або більше значень діаметрів штока, то попередньо приймають менше з них). У сучасних конструкціях $d = (0,25 \dots 0,7) D_{\text{п}}$, тому рекомендується задаватися середнім значенням $d_{\text{ср}} \approx 0,5 D_{\text{п}}$ і далі уточнюють за каталогом.

Далі з урахуванням стандартного значення діаметра штока d^* уточнюють діаметр поршня

$$D_{\text{пл}} = \sqrt{\frac{1}{\Delta p} \left(\frac{4F_2}{\pi \cdot \eta_{\text{ГМ}}} - p_{\text{вих}} d^{*2} \right)}, \text{ мм}, \quad (3)$$

де $\Delta p = p_{\text{вх}} - p_{\text{вих}}$ – перепад тисків між входом і виходом з гідроциліндра (поршневою і штоковою порожнинами), МПа,

$p_{\text{вих}}$ – тиск на виході з гідроциліндра (зі штокової порожнини), зазвичай знаходиться в межах $p_{\text{вих}} = 0,5 \dots 1,0$ МПа.

За необхідності діаметр поршня $D_{\text{пл}}$ збільшують до наступного в ряду стандартного значення $D_{\text{пл}}^*$.

Далі проводять перевірку на функціонування гідроциліндра при тяговому навантаженні, коли шток рухається всередину (при підведенні тиску РР у штокову порожнину)

$$D_{п,тн} = \sqrt{\frac{1}{\Delta p} \left(\frac{4F_1}{\pi \cdot \eta_{гм}} + p_{вх} d^{*2} \right)} \leq D_{п1}^*, \text{ мм.} \quad (4)$$

Якщо умова (4) не виконується, то необхідне збільшення площі штокової порожнини за рахунок діаметра поршня.

Уточнюють робочий перепад тисків, необхідний для подолання зовнішнього навантаження при вибраних діаметрах поршня і штока гідроциліндра

$$\Delta p_{роб} = \frac{1}{D_{п1}^{*2}} \left(\frac{4 \cdot F_2}{\pi \cdot \eta_{гм}} - p_{вих} \cdot d^{*2} \right), \text{ МПа,} \quad (5)$$

який не повинен перевищувати номінального тиску насоса $p_{ном}$ (2).

1.2) Для двоштокового гідроциліндра (рис. 6,б) незалежно від підведення РР до порожнини L або R діаметр поршня гідроциліндра визначають за формулою

$$D_{п} = \sqrt{\frac{4F_{1(2)}}{\pi \cdot \Delta p \cdot \eta_{гм}} + d^2}, \text{ мм;} \quad (6)$$

Робочий перепад тисків при визначених стандартних діаметрах поршня та штока визначають за формулою

$$\Delta p_{роб} = \frac{4F_{1(2)}}{(D_{п}^{*2} - d^{*2}) \cdot \pi \cdot \eta_{гм}}, \quad (7)$$

1.3) Для тандем-циліндрів з перехресним з'єднанням порожнин (рис. 6,в) і відсутності протитиску (приймаємо $p_{вих} = 0$ для спрощення розрахунків) формула для визначення діаметра поршня має вигляд

$$D_{п} = \sqrt{\frac{2F_{\Sigma}}{\pi \cdot p_{вх} \cdot \eta_{гм}} + \frac{d^2}{2}}, \text{ мм,} \quad (8)$$

де $F_{\Sigma} = F_1 + F_2$ – сумарне зусилля двох гідроциліндрів, Н,

$p_{вх}$ – тиск на вході в гідроциліндр, МПа,

d – діаметр штока гідроциліндра, мм,

$\eta_{гм}$ – гідромеханічний ККД гідроциліндра.

Діаметр поршня і штока округлюють до стандартних значень, наведених вище.

Робочий тиск при визначених стандартних діаметрах поршня та штока визначають за формулою

$$p_{\text{вх.роб}} = \frac{2F_{\Sigma}}{(D_{\Pi}^{*2} - \frac{d^2}{2}) \cdot \pi \cdot \eta_{\text{ГМ}}} . \quad (9)$$

2) Робочий об'єм гідроциліндра визначають за формулами

2.1) Для поршневої порожнини одноштокового або плунжерного гідроциліндра

$$V_{\text{п.п}} = 10^{-3} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D_{\Pi}^{*2} \cdot l_{\Pi}, \text{ см}^3; \quad (10)$$

2.2) Для двоштокового гідроциліндра або для штокової порожнини однопоршневого гідроциліндра

$$V_{\text{шт.п}} = 10^{-3} \frac{\pi}{4} (D_{\Pi}^{*2} - d^{*2}) \cdot l_{\Pi}, \text{ см}^3; \quad (11)$$

2.3) Для тандем-циліндрів

$$V_{\text{п.с}} = 10^{-3} \frac{\pi}{4} (2D_{\Pi}^{*2} - d^{*2}) \cdot l_{\Pi}, \text{ см}^3, \quad (12)$$

де D_{Π}^* ; d^* і l_{Π} – округлені діаметри поршня, штока, і хід, відповідно, мм.

3) Робочий об'єм насоса-дозатора визначають за формулою

$$V_p = V / i, \text{ см}^3, \quad (13)$$

де V – робочий об'єм гідроциліндра, визначений за формулами (8...10), причому для одноштокового гідроциліндра підставляють значення робочого об'єму поршневої порожнини, см^3 ,

i – кількість повних обертів рульового колеса з одного крайнього положення в інше, зазвичай призначають у межах

$$i = 3...5. \quad (14)$$

Значення робочого об'єму округлюють до найближчого з ряду насосів-дозаторів, наприклад: 50; 80; 100; 125; 160; 200; 315; 400; 500; 630 см^3 .

4) Визначають витрату насоса при частоті обертання рульового колеса на режимах аварійного керування при відмові насоса $n_{\text{вод}} = 50 \text{ хв}^{-1}$ і нормального функціонування $n_{\text{вод}} = 100 \dots 150 \text{ хв}^{-1}$ ($n_{\text{вод}} = 50 \dots 100 \text{ хв}^{-1}$ за даними фірми «M+S HYDRAULIC»)

$$Q_{\text{H}} = 10^{-3} \cdot V_{\text{p}} \cdot n_{\text{вод}} = 10^{-3} \cdot V_{\text{p}} \cdot (50 \dots 150), \text{ л/хв}, \quad (15)$$

і його робочий об'єм без урахування коефіцієнта витрати

$$V_{\text{H}} = 10^3 \frac{Q_{\text{H}}}{n_{\text{H}}}, \text{ см}^3, \quad (16)$$

де n_{H} – частота обертання насоса, хв^{-1} .

Отримане значення робочого об'єму округлюють до більшого з ряду шестеренних насосів, наприклад, типу НШ виробництва ВАТ «Гідросила»: $V_{\text{H}} = 4; 6,3; 10; 12,5; 16$ і 20 см^3 .

5) Розрахунок максимальної швидкості гідроциліндра

5.1) при підводі РР в поршневу або плунжерну порожнину

$$v_{\text{H}} = 16,7 \frac{Q_{\text{H}}}{S_{\text{H}}}, \text{ м/с}, \quad (17)$$

де $S_{\text{H}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{H}}^{*2}}{4}$ – площа поршня діаметром D_{H}^* [мм], мм^2 ;

5.2) при підводі РР в штокову порожнину

$$v_{\text{H}} = 16,7 \frac{Q_{\text{H}}}{S_{\text{H}} - S_{\text{шт}}}, \text{ м/с}, \quad (18)$$

де $S_{\text{шт}} = \frac{\pi \cdot d^{*2}}{4}$ – площа штока діаметром d^* [мм], мм^2 ;

5.3) при підводі РР в поршневу та плунжерну порожнини для тандем-циліндрів

$$v_{\text{H}} = 16,7 \frac{Q_{\text{H}}}{2S_{\text{H}} - S_{\text{шт}}}, \text{ м/с}. \quad (19)$$

6) Розрахунок швидкості поршня і споживаної витрати проводять за теоретичними формулами виходячи з високого рівня герметичності сучасних ущільнень, що забезпечують об'ємний ККД гідроциліндрів в 100%

$$v_{\Pi} = 10^{-3} \frac{l_{\Pi}}{t}, \text{ м/с}, \quad (20)$$

де l_{Π} – хід поршня (повний), мм;

t – час переміщення поршня за хід l_{Π} , с.

3. Вихідні дані для розрахунку

1) Використовуємо схему з тандем-циліндрами з перехресним з'єднанням порожнин (рис. 6,в).

2) Сумарне зусилля двох гідроциліндрів складає $F_{\Sigma} = F_1 + F_2 = 100 \text{ кН}$.

3) Повний хід поршня кожного з гідроциліндрів $l_{\Pi} = 280 \text{ мм}$.

4) Кількість повних обертів рульового колеса з одного крайнього положення в інше дорівнює $i = 6$.

5) Частота обертання шестеренного насоса дорівнює $n_{\Pi} = 1800 \text{ хв}^{-1}$.

6) Частота обертання рульового колеса на режимах аварійного керування при відмові насоса ОГП трактора дорівнює $n_{\text{вод}} = 75 \text{ хв}^{-1}$.

7) Тиск в ОГП для розрахунку рульового керування $p_{\text{вх}} = 12 \text{ МПа}$.

4. Результати розрахунку гідропривода рульового керування трактора ХТЗ-17021 (для довідок)

За результатами розрахунків визначені такі параметри гідроприсроїв ОГП рульового керування:

1) Діаметр поршня гідроциліндра $D_{\Pi}^* = 80 \text{ мм}$;

2) Діаметр штока гідроциліндра $d^* = 50 \text{ мм}$;

3) Робочий об'єм насоса дозатора $V_p^* = 400 \text{ см}^3$ (за каталогом);

4) Витрата насоса повинна бути не менш ніж 30 л/хв;

5) Робочий перепад тисків, необхідний для подолання зовнішнього навантаження при вибраних діаметрах поршня і штока гідроциліндра $\Delta p_{\text{раб}} = 12,8 \text{ МПа}$.

6) Швидкість гідроциліндрів при витраті 30 л/хв дорівнює $v_{\Pi} = 0,062 \text{ м/с}$.

7) Діаметр гідропроводів високого тиску $d_{\text{нагн}} = 12$ мм.

8) Приймаємо однонасосний ОГП рульового керування та технологічного обладнання.

Завдання: Виконати розрахункове завдання за вихідними даними викладача.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	2
1. Практичне заняття 1 – Ознайомлення з програмним комплексом VisSim (Visual Simulator) розробки американської фірми Visual Solutions Inc.....	3
2. Практичне заняття 2 – Статичний розрахунок об’ємного гідروпривода стріли мобільного підіймника за допомогою програми VisSim.....	10
3. Практичне заняття 3 – Статичний розрахунок об’ємного гідропривода обертання автобетонозмішувача за допомогою програми VisSim.....	27
4. Практичне заняття 4 – Статичний розрахунок об’ємного гідропривода рульового керування колісного трактора за допомогою програми VisSim.....	36
5. Література.....	49

Література

1. <https://b-lab.pro/ptv-vissim/>
2. Моделювання циклограми роботи об'ємного гідропривода за допомогою пакету VisSim / Г. А. Аврунін, І. Г. Пімонов, О. В. Щербак, І. І. Мороз, І. В. Михайленко, Є. М. Цента // Промислова гідравліка і пневматика. – 2021. – 4(68). – С. 15–35.
3. Аврунін Г.А. Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин / Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко, В. Б. Самородов. – Підручник, ХНАДУ, 2016. – 438 с.
4. Імітаційне моделювання динаміки об'ємного гідропривода рульового керування колісного трактора / О. О. Моторна, О. М. Переяславський, В. Б. Самородов, Г. А. Аврунін, І. І. Мороз // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця. – 2021. – №1(65). – С. 65-76.
5. Іванов М.І. Сучасні тенденції застосування гідротрансмісій в приводах самохідних сільськогосподарських машин / М. І. Іванов Ю. О. Мороз // Збірник наукових праць Вінницького національного університету. – Серія: Технічні науки – 2011, № 9. – С. 46-52.
6. Гідро-та пневмосистеми в автотракторобудуванні: навчальний посібник / В. Б. Самородов, Г. А., Аврунін, І. Г. Кириченко, А. І. Бондаренко, Є. С. Пелипенко: за ред. В. Б. Самородова.; НТУ «ХП», Харків : ФОП Панов А. М., 2020, 524 с.
7. Промисловий трактор-бульдозер ТС-10. – <http://xtz.ua/ua/technical-doc.html>
8. Самородов В. Б. Аналіз динаміки бортового об'ємного гідропривода гусеничного трактора / В. Б. Самородов, Г. А. Аврунін Г.А., І.І. Мороз, О. В. Щербак // Науковий журнал «Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів». – Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка. – 2021. – № 23. – С. 94-106.
9. Методичні вказівки до вивчення дисципліни «Проектування та випробування гідроприводів» (розділ теми 2 лекційного курсу «Моделювання динамічних процесів в об'ємному гідроприводі»). З.Я. Лур'є, О.І. Гасюк, Є.Н. Цента, Г.А. Аврунін, ХНАДУ, 2019. – 60 с.

Навчальне видання

Методичні вказівки

до вивчення дисципліни РНД

«Імітаційне моделювання та аналіз динаміки об'ємних гідроприводів
будівельних та дорожніх машин»

Практичні заняття 1-4

Укладач: АВРУНІН Григорій Аврамович

Відповідальний за випуск професор Фідровська Н. М.

В авторській редакції

Підп. до друку 2023 р. Формат 60x84 1/16. Папір офсетний.

Гарнітура Times New Roman Суг. Ум. друк. арк. 3,75

Замовлення Наклад 50 прим. Зам. № . Ціна договірна

Віддруковано

Свідоцтво