

Р.Д. Іскович-Лотоцький, І.В. Севостьянов

ПРИВОДИ АВТОМАТИЗОВАНОГО
УСТАТКУВАННЯ

Ч. III

Міністерство освіти і науки України
Вінницький державний технічний університет

Р.Д. Іскович-Лотоцький, І.В. Севостьянов

Приводи автоматизованого устаткування

НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК
Ч. III

Затверджено Ученою радою Вінницького державного технічного університету як навчальний посібник для студентів бакалаврського напрямку 6.0902 – “Інженерна механіка” та спеціальностей інженерії: 7.090202 – “Технологія машинобудування”, 7.090203 – “Металорізальні верстаги та системи”. Протокол №11 від 1 липня 2001 р.

Вінниця ВДТУ 2002

УДК 621.22
І 86

Рецензенти:

В.Ф. Анісімов, доктор технічних наук, професор
А.Ф. Пономарчук, доктор технічних наук, професор
М.І. Іванов, кандидат технічних наук, доцент

Рекомендовано до видання Ученою радою Вінницького державного технічного університету Міністерства освіти і науки України

Іскович-Лотоцький Р.Д., Севостьянов І.В.

І 86 **Приводи автоматизованого устаткування.** Навчальний посібник. Ч. III. – Вінниця: ВДГУ, 2002. – 80 с.

В посібнику розглянуті спеціальні гідроприводи - програмний та слідкуючий, синхронний, гідроімпульсний; дається систематизований аналіз уніфікованих гідравлічних вузлів технологічного обладнання та гідроприводів основних груп верстатів та промислових роботів; наводяться загальні принципи і схеми керування автоматизованими гідроприводами; подані основні класифікації гідроприводів, а також відомості щодо проектування гідросистем верстатного обладнання: методики розрахунку і вибору основних елементів гідропривода, рекомендації для підвищення його ефективності - зниження витрат на виготовлення та експлуатацію. Посібник розроблений у відповідності з планом кафедри та програм до дисциплін "Гідравліка та гідропневмопривод", "Приводи автоматизованого устаткування" та "Приводи верстатів та роботів".

УДК 621.22

© Р.Д. Іскович-Лотоцький, І.В. Севостьянов, 2002

Зміст

Вступ	4
1. Програмні та слідкуючі гідроприводи	5
1.1. Гідрравлічні підсилювачі	5
1.2. Дроселюючі гідророзподільники	11
1.3. Гідрокопіювальні пристрої металорізальних верстатів	14
1.4. Електрогідрравлічні слідкуючі приводи	23
1.5. Гідроапаратура з пропорційним керуванням	25
1.6. Ротаційні електрогідрравлічні крокові приводи	27
1.7. Лінійні електрогідрравлічні крокові приводи	28
2. Гідрравлічні синхронні приводи	31
2.1. Синхронні гідрравлічні приводи	31
2.2. Синфазні гідрравлічні приводи	34
3. Гідроімпульсний привод	37
4. Гідрравлічні вузли допоміжних верстатних механізмів	45
4.1. Гідроприводи затискувальних патронів	45
4.2. Гідроприводи поворотних механізмів	46
4.3. Гідроприводи ступінчастого регулювання швидкості	47
4.4. Гідроприводи з шляховою зміною режимів тиску	48
5. Гідроприводи верстатів та обладнання автоматизованих виробництв	50
5.1. Гідроприводи токарних верстатів	50
5.2. Гідроприводи шліфувальних верстатів	52
5.3. Гідроприводи фрезерних верстатів	53
5.4. Гідроприводи промислових роботів	55
6. Керування автоматизованими приводами в металорізальних верстатах	57
6.1. Основні принципи керування автоматизованими приводами технологічного обладнання	57
6.2. Керування автоматизованими приводами в металорізальних верстатах	58
7. Основи проектування гідросистем верстатів	63
7.1. Основні розрахункові залежності	63
7.2. Основні принципи проектування гідросистем	71
Література	78

Вступ

В третій частині навчального посібника «Приводи автоматизованого устаткування» містяться розділи, присвячені спеціальним гідроприводам - програмному та слідкуючому, синхронному, гідроімпульсному. В розділах 4, 5, 6 дається систематизований аналіз: спочатку уніфікованих гідравлічних вузлів технологічного обладнання, а потім і гідроприводів основних груп верстатів та промислових роботів в цілому; наводяться загальні принципи і схеми керування автоматизованими гідроприводами. В заключному розділі подані основні класифікації гідроприводів, а також відомості щодо проектування гідросистем верстатного обладнання: методики розрахунку і вибору основних елементів гідропривода, рекомендації для підвищення його ефективності - зниження витрат на виготовлення та експлуатацію.

1. Програмні та слідкуючі гідроприводи

У верстатах з програмним та адаптивним керуванням, копіювальними пристроями і електрогідравлічними слідкуючими системами, а також в промислових роботах застосовуються дроселюючі розподільники, гідроапаратура з пропорційним керуванням, електрогідравлічні крокові і слідкуючі приводи. Всі ці пристрої, по суті, - гідравлічні підсилювачі потужності, що перетворюють вхідний механічний або електричний вплив у відповідне переміщення вихідної ланки із зусиллям або моментом достатнім для подолання сил різання або інших навантажень на робочих органах.

1.1. Гідравлічні підсилювачі

Гідропідсилювач – пристрій керування машинами і їх агрегатами за допомогою рідини з одночасним підсиленням потужності вхідного сигналу. Гідропідсилювачі знайшли широке застосування в різних галузях техніки і в особливості в гідравлічних слідкуючих приводах систем шляхового керування сучасними підйомними та транспортними машинами, в копіювальних верстатах і в особливості у верстатах для відпрацьовування фасонних поверхонь. Гідравлічний підсилювач такого типу являє собою слідкуючий силовий гідропривод, за допомогою якого веденій ланці (виконавчому двигуну) передаються рухи, узгоджені з визначеною точністю з переміщенням входу (органа керування) при необхідному підсиленні вихідної потужності (зусилля або моменту), яке отримується шляхом використання енергії рідини, що подається.

Ступінь підсилення вихідної потужності гідропідсилювача у порівнянні із потужністю входу (коефіцієнт підсилення за потужністю) практично необмежена. Так, наприклад, в електрогідравлічних системах автоматики підсилення досягає значення 10000000 : 1. Одночасно з можливістю отримання високих вхідних потужностей потужність вхідного сигналу може бути зменшеною до мінімальної величини (0,5 Вт) при керуванні за допомогою електрогідравлічного розподільника.

За способом керування підсилювачі можна поділити на два основних типи: без зворотного зв'язку і зі зворотним зв'язком, рідше застосовують гідропідсилювачі з комбінованими системами керування. Для точної обробки керуючих сигналів використовують в основному системи з від'ємним зворотним зв'язком, в яких відпрацьований сигнал безперервно порівнюється із керуючим і різниця їх викликає дію системи таким чином, щоб розузгодження зводилось до нуля. В гідросистемах машин застосовують в основному гідропідсилювачі із жорстким зворотним зв'язком виходу з входом, які мають високу точність стеження і стійкість проти коливань, малу залежність своїх характеристик від якості виготовлення керуючих елементів, в'язкості рідини і інших факторів. Жорстким зворотним зв'язком виходу з входом в загальному випадку називають елемент, який з'єднує яку-небудь ланку системи з однією із попередніх ланок і замикає тим самим всю

систему або її частину (рис. 1.1, в). Характерною особливістю гідропідсилювача із даним зворотним зв'язком є те, що він безперервно реагує на розузгодження (помилку) між вхідною і вихідною величинами зі швидкістю впливу, пропорційною величині цього розузгодження.

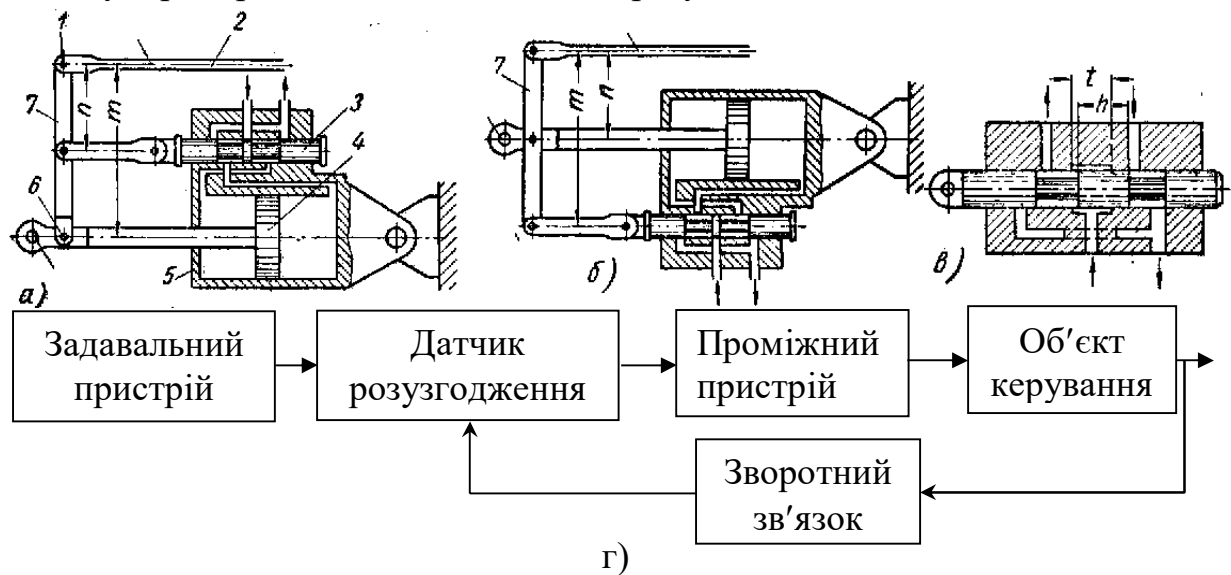


Рис.1.1. Принципові (а – в) і структурна (г) схеми гідравлічного підсилювача слідуючого типу

Типова схема гідропідсилювача з гідравлічним двигуном прямолінійного руху подана на рис. 1.1, а. Плунжер 3 розподільного золотника гідропідсилювача зв'язаний через важіль 7 з тягою 2 керування і одночасно зі штоком поршня 4 силового гідроциліндра 5. В середньому (нейтральному) положенні плунжер 3 перекриває як вікно живлення, так і вікна, зв'язані з порожнинами гідроциліндра 5, внаслідок чого його поршень буде знаходитись у спокої. При зміщенні тяги 2 зміститься також і плунжер 3, в результаті рідина надходить у відповідну порожнину гідроциліндра, приводячи його поршень зі штоком 6 в рух. Якщо рух тяги 2 буде припинено, поршень 4 буде деякий час продовжувати переміщуватись в тому ж напрямку, однак оскільки точка 1 важеля 7 при зупинці тяги буде зафіксованою, рухомий шток 6 передасть плунжеру 3 переміщення, протилежне тому, яке він отримав до того при зміщенні тяги, при цьому вікна золотника будуть внаслідок зворотного руху його плунжера перекриватись, в результаті кількість рідини, що надходить в циліндр 5, і відповідно швидкість його поршня будуть зменшуватись поки в близькому до середнього положенні плунжера, вікна повністю не перекриваються і швидкість поршня не буде дорівнювати нулю. При зміщенні плунжера 3 в протилежний бік рух всіх ланок пристрою регулювання буде відбуватись у зворотному напрямку.

З рис. 1.1, а і б видно, що поршень гідропідсилювача буде приходити в рух, коли зміщення плунжера 3 золотника із середнього положення перевищуватиме деяку величину $c = (h - t) / 2$, що визначається різницею в розмірах довжини пояска h плунжера і ширини t вікна живлення, яка назива-

ється перекриттям золотника. В золотниках з подібним позитивним перекриттям ширина h робочого пояса плунжера перевищує ширину t прохідного вікна корпусу золотника для проходження рідини, внаслідок чого поясок плунжера при симетричному положенні по відношенню до цих вікон перекриває кожне з вікон на довжині c . При зміщеннях золотника від нейтрального положення на величину перекриття c рідина в гідроциліндр не буде надходити, і переміщення плунжера в зоні двостороннього перекриття $2c = (h - t)$ не буде супроводжуватись рухом гідродвигуна.

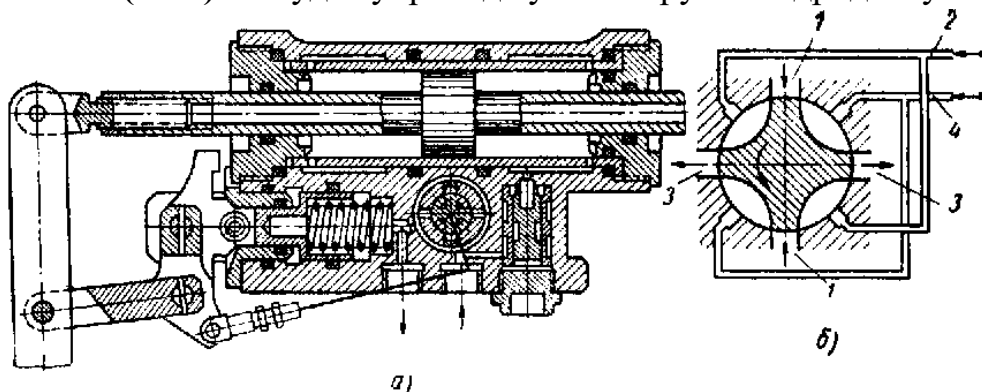


Рис. 1.2. Гідропідсилювач з крановим розподільником (а) і схема крана (б)

Гідропідсилювачі з крановими і клапанними розподільниками застосовуються сумісно із силовими гідроциліндрами прямолінійного (рис. 1.2, а) і поворотного типу. Підведення рідини до розподільника здійснюється через канали 1, а відведення в бак – через канали 3 (рис. 1.2, б). Робочі порожнини гідроциліндрів з'єднані відповідно із каналами 2 і 4. При конструюванні кранового розподільника слід передбачити, з метою зменшення тертя, розвантаження пробки крана від одностороннього тиску рідини, яке звичайно здійснюється шляхом парного виконання отворів, розташованих діаметрально протилежно. Описані крани з ковзними робочими елементами застосовують звичайно при тисках не більших 10 МПа. З цією ж метою пробку крана часто розташовують у втулці на гольчастих підшипниках. Клапанні розподільники забезпечують, дякуючи практично нульовому перекриттю, високу чутливість гідропідсилювача. Величина зони нечутливості даних розподільників визначається в основному точністю механізму. Вони порівняно прості у виготовленні і надійні у експлуатації.

Гідропідсилювачі з багатокаскадним підсиленням. Однокаскадні гідропідсилювачі звичайно застосовують при витратах робочої рідини до 1–15 л/хв, що звичайно відповідає діаметру плунжера золотника до 8–12 мм. При великих витратах і відповідно великих діаметрах золотника сили тертя недопустимо збільшуються, внаслідок чого в подібних випадках використовують системи з дво- і трикаскадним підсиленням. Застосування у допоміжних каскадах додаткової енергії дозволяє значно знизити зусилля і потужність вхідного сигналу.

На рис. 1.3 показана схема гідропідсилювача системи регулювання з двокаскадним підсиленням. Відцентровий регулятор впливає на плунжер 2

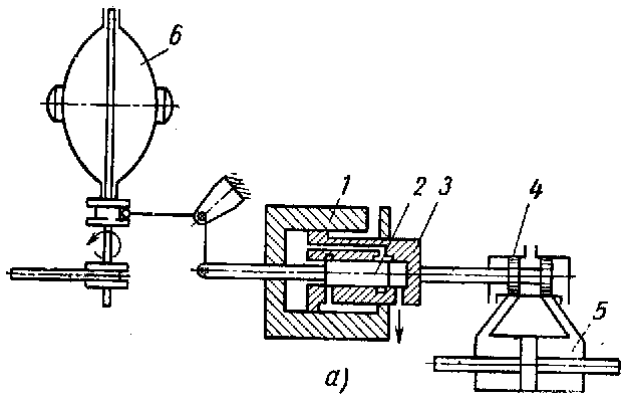


Рис. 1.3. Гідропідсилювач з двокаскадним розподільником

допоміжного золотника, який керує поршнем 3 допоміжного гідроциліндра 1, а останній, в свою чергу, керує основним розподільним золотником 4, живлячим силовою гідроциліндр 5 системи.

Пристрої типу сопло - заслінка. В слідкуючих системах, зокрема в електрогідравлічних двоступінчастих системах автоматичного керування, застосовують в якості першого ступіня підсилення пристрої типу сопло - заслінка (рис. 1.4), які за принципом дії є регульованим дреселем.

Пристрій складається в основному з двох деталей - сопла 3, що є жиклером, і пластинки (заслінки) 2, закріпленої на досить великому плечі, що дозволяє вважати її переміщення відносно сопла поступальними. За допомогою заслінки 2 можна перекривати вихідний отвір сопла 3, регулюючи тим самим витрати рідини з нього, а отже і тиск в камері 4, з'єднаної з гідродвигуном 5. Для цього на вході в сопло установлений дресель 1.

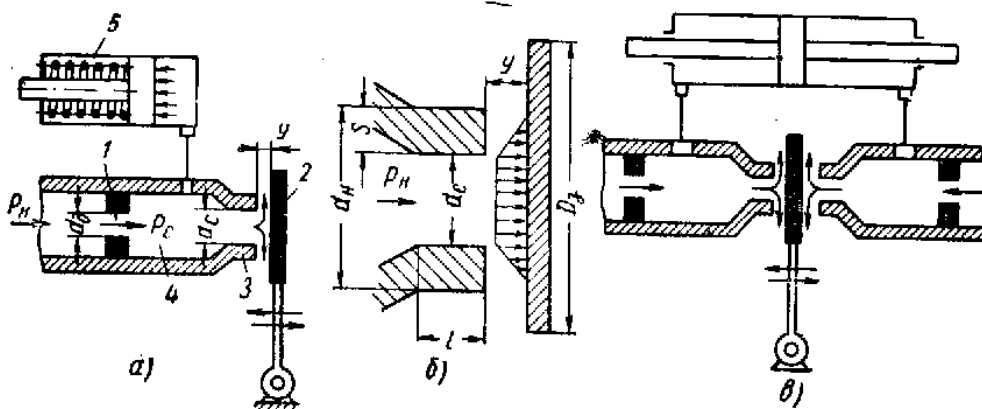


Рис. 1.4. Схеми систем із соплом - заслінкою

Для живлення двох порожнин гідродвигуна застосовують схему з двома соплами (див. рис. 1.4, в). При її використанні забезпечується практично повне розвантаження заслінки від сил швидкісного напору струменя рідини.

Розподільники цього типу відрізняються малими габаритами і вагою, високою чутливістю, точністю і швидкодією, а також простотою виготовлення і довговічністю, що обумовлена безконтактним принципом дії. Крім цього, характеристики розподільника практично не залежать від величини робочих температур. Оскільки тут має місце кубічна залежність витрат рідини від величини зазору $Q = f(y^3)$, де y - відстань від зрізу сопла до за-

слінки, незначна зміна u приведе до значних змін тиску в камері 4 (див. рис. 1.4, а), а отже, і в робочій порожнині гідродвигуна 5. Розміри таких пристроїв невеликі: діаметр сопла $d_c \approx 1$ мм і менше; діаметр зовнішнього кола зрізу сопла $d_n = (1,2 \div 1,5) d_c$; діаметр заслінки $D_z = (3 \div 4) d_c$; довжина циліндричної ділянки сопла $l = (1 \div 2) d_c$ (див. рис. 1.4, б); діаметр отвору дроселя 1 (див. рис. 1.4, а) $d_d = 0,2 \div 1$ мм; площа отвору сопла звичайно в 2 рази більша площі отвору дроселя; діаметр заслінки $D_z < 3 d_c$. Привод

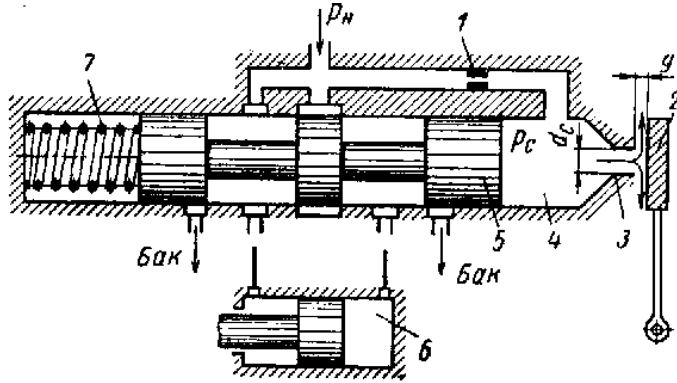


Рис. 1.5. Система з двокаскадним підсилювачем типу сопло - заслінка

заслінки звичайно здійснюється за допомогою електромагнітних пристроїв. Для підвищення потужності вихідного сигналу при збереженні чутливості підсилювача застосовують двокаскадні пристрої з використанням сопла - заслінки в якості першого каскаду підсилення.

Принципова схема одного з таких пристроїв показана на рис. 1.5.

З камерою 4 і відповідно із соплом 3 з'єднана права порожнина основного розподільного золотника великої потужності, плунжер 5 якого знаходиться під дією пружини 7 і тиску рідини у даній камері. При зміщенні заслінки 2 рівновага сил, що діють на плунжер 5, порушиться, і він, зміщуючись у відповідну сторону, з'єднає праву порожнину гідроциліндра 6 з порожниною живлення (тиск p_n) або з баком. Зусилля, що створюється тиском на плунжері 5 золотника, зрівноважується пружиною 7; переміщення золотника пропорційно переміщенню заслінки (регульованого дроселя), в результаті чого досягається наближена пропорційність витрат рідини через золотник і переміщення заслінки. Для демпфування автоколивань застосований дросель 1. Очевидно, другий каскад підсилення у вигляді розподільного золотника вводить в систему додатковий ступінь вільності і збільшує інерційність пристрою, що супроводжується збільшенням запізнення. З цієї причини в швидкодіючих системах доцільніше, по можливості, застосовувати однокаскадні пристрої, які при малих ходах заслінки допускають до 30 вмикань в секунду; час спрацьовування при ході заслінки 1 мм не перевищує 0,1 с. Однак при цьому обмежені витрати рідини, які не перевищують 5 л/хв при тисках до 25 МПа, тоді як витрати в двокаскадних системах при тих самих тисках складають 25 ÷ 40 л/хв. Крім цього, введення другого каскаду дозволяє значно підвищити коефіцієнт підсилення за потужністю. Діаметр отвору сопла першого каскаду може бути зменшеним до 0,1 - 0,15 мм, при цьому зазор між соплом і заслінкою не перевищує 0,025 мм. Для приводу заслінки вимагаються мінімальні зу-

силля, які можуть бути створеними будь-яким задавальним пристроєм - манометром, термометром, відцентровим регулятором.

Системи з регулюванням по тиску. Крім розглянутих гідропідсилювачів, що забезпечують витрати рідини, пропорційні вхідному переміщенню при постійному перепаді тисків, застосовують системи, що забезпечують тиск, пропорційний вхідному переміщенню при постійних витратах рідини.

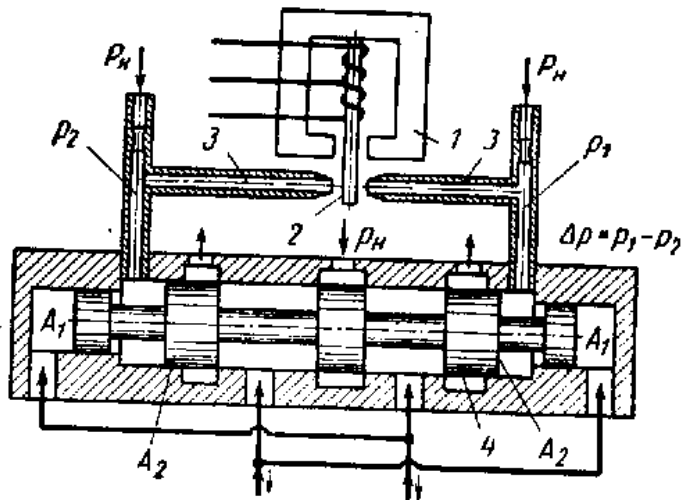


Рис. 1.6. Гідропідсилювач типу сопло – заслінка з регулюванням по тиску

рцією передаточних ланок, і вцілому - більш швидка реакція системи на сигнали. Для перетворення вхідного електричного сигналу в переміщення гідравлічного розподільника застосовують одно- і двокаскадні перетворюючі (розподільні) пристрої.

На рис. 1.6 показана одна зі схем пристроїв, в якій на виході забезпечується тиск, пропорційний електроструму, що підводиться на вхід при постійних витратах рідини. Вихідним сигналом першого ступеня даного пристрою є перепад тисків $\Delta p = p_1 - p_2$, що створюється зміщенням заслінки 2 відносно сопел 3, величина якого, в свою чергу пропорційна диференціальному електроструму, який підводиться до електромагніту 1. Даний перепад тисків діє на різницю площ $(A_2 - A_1)$ плунжера золотника 4. Перепад робочого тиску Δp_p пропорційний величині навантаження гідродвигуна, діє на площі A_1 протилежних поясків малого перерізу. Умова рівноваги плунжера пристрою

$$A_1 \Delta p_p = \Delta p (A_2 - A_1).$$

Таким чином, при подачі на електромагніт 1 диференціального електроструму плунжер золотника буде переміщуватись у відповідну сторону, поки сила $A_1 \Delta p_p$, яка створюється перепадом тисків (вихідним тиском) в гідродвигуні, не зрівноважить силу $\Delta p (A_2 - A_1)$, яка створюється першим ступенем підсилення.

Вхідним сигналом гідропідсилювача можуть бути різні фізичні параметри (механічні переміщення, тиски рідини, температура, напруга електроструму, зусилля, що створюється різноманітними приладами і інші), які, однак, повинні приводитись до єдиного сигналу - електричної напруги. Перевагою електричного сигналу є простота передачі на відстань, усунення запізнення за часом, яке в механічних системах обумовлене інерцією передаточних ланок, і вцілому - більш швидка реакція системи на сигнали.

Гідропідсилювачем крутного моменту називають слідкуючий привод поворотної або обертальної дії, з'єднаний з розподільником, що звичайно виконується у вигляді крана зі слідкуючою втулкою. Подібні гідропідсилювачі перетворюють задавальний поворотний або обертальний рух з малим крутним моментом у синхронне обертання виходу з більш високим крутним моментом. Коефіцієнт підсилення моменту гідропідсилювача гідродвигуном поворотного типу складає до 15000 :1 і для підсилювача з гідромотором 400 : 1. Дані пристрої застосовуються, наприклад, для передачі крутного моменту на ходовий гвинт верстатів слідкуючого руху.

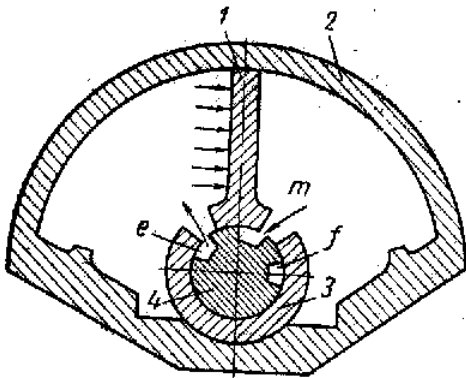


Рис. 1.7. Схема гідропідсилювача крутного моменту

Схема підсилювача крутного моменту поворотного типу подана на рис.7.7. Ствощений кінець 3 пластина 1, зв'язаний з вихідним валом гідродвигуна, служить її віссю, а також втулкою розподільного золотника 4 поворотного типу, виконаного у вигляді пробки, зв'язаної з ручкою керування. Рідина під тиском підводиться в робочі порожнини гідроциліндра 2 через канали золотника e і f і відводиться через канал m. При повороті пробки золотника 4 відносно втулки відбудеться розузгодження їх положень і рідина після надходження у відповідну порожнину гідроциліндра, буде повертати до усунення розузгодження пластину 1 в напрямку руху пробки золотника. Пробка золотника 4 зі слідкуючою втулкою виконує в даній схемі функції чутливого елемента, що вимірює розузгодження керуючого (вхідного) і слідкуючого (вихідного) валів. Оскільки втулка золотника жорстко зв'язана з валом гідродвигуна, система золотник - гідродвигун охоплена жорстким зворотним зв'язком.

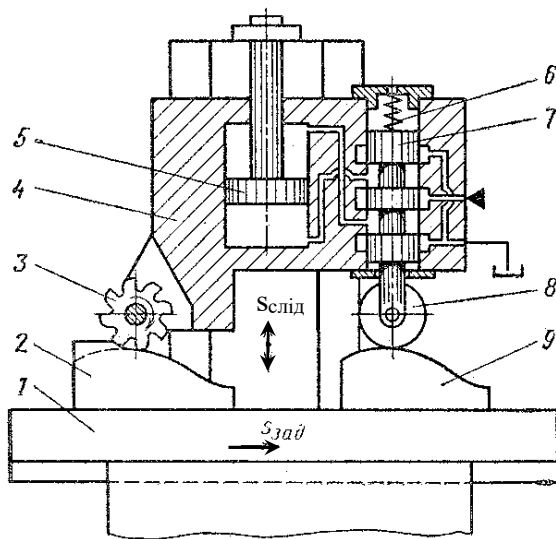


Рис. 1.8. Схема гідравлічної копіювальної системи фрезерного верстата

Схема підсилювача крутного моменту поворотного типу подана на рис.7.7. Ствощений кінець 3 пластина 1, зв'язаний з вихідним валом гідродвигуна, служить її віссю, а також втулкою розподільного золотника 4 поворотного типу, виконаного у вигляді пробки, зв'язаної з ручкою керування. Рідина під тиском підводиться в робочі порожнини гідроциліндра 2 через канали золотника e і f і відводиться через канал m. При повороті пробки золотника 4 відносно втулки відбудеться розузгодження їх положень і рідина після надходження у відповідну порожнину гідроциліндра, буде повертати до усунення розузгодження пластину 1 в напрямку руху пробки золотника. Пробка золотника 4 зі слідкуючою втулкою виконує в даній схемі функції чутливого елемента, що вимірює розузгодження керуючого (вхідного) і слідкуючого (вихідного) валів. Оскільки втулка золотника жорстко зв'язана з валом гідродвигуна, система золотник - гідродвигун охоплена жорстким зворотним зв'язком.

1.2. Дроселюючі гідророзподільники

Дроселюючі гідророзподільники - це гідравлічні апарати регулювання, що змінюють витрати і напрямок потоку робочої рідини в декількох лініях одночасно в залежності від зовнішнього керуючого впливу, що найчастіше буває механічним або електричним.

В гідрокопіювальній системі фрезерного верстата (рис. 7.8) стіл 1 з деталлю 2, що обробляється і копіром 9 переміщується зі швидкістю задавальної подачі $S_{зад}$. Зо-

лотник 7 дроселюючого розподільника пружиною 6 притиснутий через ролик 8 до копіра 9, а корпус дроселюючого розподільника жорстко зв'язаний з кареткою 4 і закріпленим на ній інструментом 3. Каретка переміщується гідроциліндром 5, шток якого з'єднаний зі станиною верстата. Чотири робочі кромки золотника частково перекривають кільцеві канавки корпусу, зв'язані з напірною і зливною лініями, а проміжні порожнини розподільника з'єднані із порожнинами гідроциліндра. При зміщенні золотника 7, наприклад догори, робоча рідина з напірної лінії надходить у штокову порожнину гідроциліндра, а поршнева з'єднується зі зливною лінією, в результаті гідроциліндр разом із кареткою і корпусом розподільника переміщується догори (слідкуюча подача $s_{\text{слід}}$) до тих пір, поки кільцеві канавки корпусу не будуть перекриті кромками золотника. При зміщенні золотника вниз напрямком подічі $s_{\text{слід}}$ реверсується.

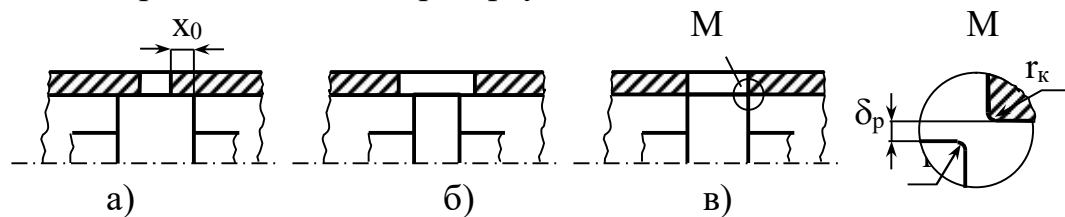


Рис. 1.9. Схеми перекриття золотникового розподільника: а) – додатнього; б) - від'ємного; в) - нульового

В залежності від співвідношення осьових розмірів поясків золотника і кільцевих канавок корпусу розрізняють розподільники із додатним, від'ємним і нульовим перекриттям. Перші (рис. 1.9, а) мають підвищену зону нечутливості, оскільки для відкриття дроселюючих щілин необхідно попередньо змістити золотник на величину осьового перекриття x_0 . Це означає, що в гідросистемі (див. рис. 1.8) зміщення золотника від середнього положення в межах $\pm x_0$ не викликає відповідного руху інструмента, тобто погіршується якість обробки. В розподільниках із від'ємним перекриттям (рис. 1.9, б) мають місце значні перетікання робочої рідини з напірної лінії у зливну, що приводить до втрат потужності, а в ряді випадків – до падіння тиску в гідросистемі при середньому положенні золотника. Оптимальні характеристики мають розподільники з нульовим перекриттям (рис. 7.9, в), однак нульове перекриття можливо лише теоретично. Якщо розглянути геометрію робочих кромок золотника і кільцевої канавки в корпусі (місце М), можна бачити, що навіть при відсутності осьового зазору між торцевими поверхнями прохідний переріз щілини не дорівнює нулю внаслідок радіального зазору δ_p і “завалу” r_k і r_z робочих кромок. Враховуючи, що похибки в геометрії і розмірах, що складають лише декілька мікрон, сильно впливають на прохідний переріз щілин, деталі розподільників слід виготовляти з особливо високою точністю із загартованих сталей для усунення швидкого зносу робочих кромок при експлуатації. Жорсткими вимогами

до якості основних деталей дроселюючих розподільників визначається необхідність їх виготовлення на спеціалізованих заводах, які мають відповідне технологічне обладнання і випробувальні стенди.

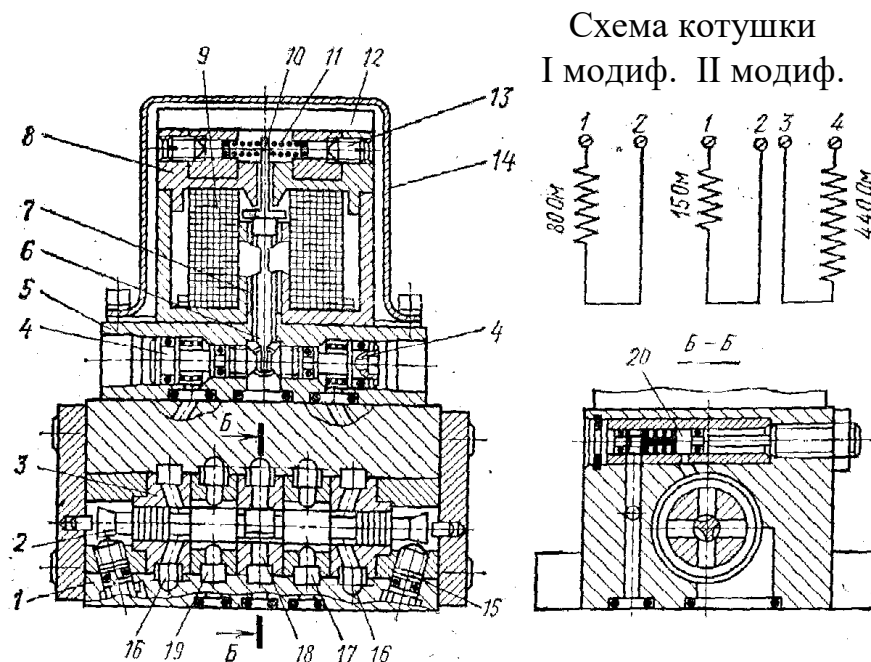


Рис. 1.10. Дроселюючий гідророзподільник УГЭ8-12/16

Дроселюючий гідророзподільник УГЭ8-12/16 (ТУ2-053-1206 – 76) призначений для аналогового керування гідроприводами, які мають електричні зворотні зв'язки за регульованими параметрами і складається з електрогідравлічного перетворювача і розподільника [24]. Перетворювач містить: магнітопровід 8 (рис. 1.10), установлений на плиті 5; якір 10, закріплений на гнучкій трубці 7 і жорстко зв'язаний із заслінкою 6; два керуючих сопла 4; постійні магніти 12; котушку 9 з одною (модифікація I) або двома (модифікація II) керуючими обмотками; гвинти 13 з пружинами 11 регулювання нульового положення якоря і кожух 14 зі штепсельним роз'ємом. Розподільник складається з корпусу 1, золотника 2, набірної втулки 3, сопел зворотного зв'язку 15 і дроселя системи керування 20. Порожнини 16 з'єднуються зі зливною лінією, порожнина 18 – з напірною, а порожнини 17 і 19 – з гідродвигуном. Робоча рідина з напірної лінії (або від незалежного джерела при перекритому дроселі 20) через сопла 15 надходить в торцеві порожнини золотника, кожна з яких з'єднана з відповідним соплом 4, а вихід із сопел 4 з'єднаний зі зливною лінією. При відсутності сигналу керування золотник знаходиться у середньому положенні. При наявності струму керування магнітна система, впливаючи на якір, зміщує заслінку 6, наприклад, праворуч. В результаті зростає тиск в правій торцевій порожнині золотника і падає в лівій; золотник зміщується ліворуч до тих пір, поки в результаті перекриття правого сопла зворотного зв'язку 15 конічним пояском золотника і відкриття лівого сопла тиски в торцевих порожнинах зно-

ву не стануть рівними. Таким чином, кожне зміщення заслінки викликає точно визначене зміщення золотника, а отже, відповідний рух робочого органа в напрямку, що визначається полярністю керуючого сигналу, зі швидкістю, пропорційною його величині (швидкість залежить також від перепаду тисків на дроселюючих кромках золотника).

При експлуатації розподільників тиск в напірній лінії повинен бути приблизно постійним; слід уникати застосування рукавів високого тиску особливо для підключення гідродвигуна. В напірній лінії перед розподільником повинен установлюватись 10 -ти мікронний фільтр. Перед монтажем замість розподільника установлюється плитка, що з'єднує напірну і зливну лінії, і робоча рідина фільтрується впродовж 10 - 15 год.

1.3. Гідрокопіювальні пристрої металорізальних верстатів

Гідравлічні системи приводів копіювальних пристроїв металорізальних верстатів - окремий випадок слідкуючих систем керування приводами автоматизованого обладнання і різноманітних об'єктів, в яких здійснюється автоматизоване керування переміщенням. Найпростішими слідкуючими системами, що застосовуються у верстатах, є копіювальні системи з жорстким програмоносієм. Привод такої системи може бути електромеханічним, гідравлічним або пневматичним в залежності від величини навантаження (сил різання), потрібної точності відтворення і продуктивності обробки. Гідрокопіювальні пристрої при однакових габаритних розмірах з приводами інших типів забезпечують найбільшу точність копіювання внаслідок відносно малої інерційності і значної енергоємності привода.

Будь-яка слідкуюча система включає: задавальний пристрій вхідного сигналу; пристрій порівняння; виконавчий орган і від'ємний зворотний зв'язок. В деяких системах між виконавчим органом і пристроєм порівняння застосовують підсилювачі сигналу розузгодження. В якості задавального пристрою використовують різноманітні програмоносії. Зокрема, жорсткі механічні копії, які під час руху відносно щупа передають йому механічне переміщення у відповідності із профілем або законом, зафіксованим на копії. Механічне переміщення щупа передається дросельному розподільнику, який керує швидкістю руху виконавчого органа. Переміщення виконавчого органа є вихідним сигналом, що подається на пристрій порівняння. Порівняння можна здійснювати тільки для величин, що мають одну фізичну природу. Наприклад, переміщення з переміщенням, швидкість зі швидкістю, силу із силою, тиск з тиском і т.п. Будь-який пристрій порівняння характеризується тим, що має два входи і один вихід однієї і тієї ж самої фізичної природи. В якості вхідних сигналів можуть бути кінематичні (переміщення, швидкість, прискорення) і силові (сила, тиск) параметри. В розглянутих нижче гідрокопіювальних системах вхідними і вихідними сигналами є переміщення. Пристрій порівняння включає затвор (золотник) розподільника і дроселюючу втулку. Вхідними сигналами є взаємозалежні переміщення золотника і втулки вздовж своїх осей, а вихідним сигна-

лом - розмір прохідних щілин розподільника, утворених певним відносним розташуванням золотника і втулки. Один з елементів пристрою, звичайно золотник, з'єднується із вхідним елементом - щупом, корпус або втулка з'єднуються з вихідним елементом - штоком або корпусом гідроциліндра, що переміщується. Зв'язок цей звичайно механічний і може бути з передаточним відношенням 1 : 1 або будь-яким іншим, наприклад, якщо зв'язок реалізується за допомогою важельного механізму. Сигнал розузгодження, що формується пристроєм порівняння, передається звичайно підсилювачу. Підсилювач характеризується тим, що регулює енергію, яка підводиться до виконавчого двигуна. Величина енергії, визначається розміром прохідної щілини дроселюючого золотника. Тому в розглянутих схемах розподільник виконує дві функції: пристрою порівняння і підсилювача.

Структура слідкуючих систем може бути подана у вигляді схеми (рис. 1.11), і складається із пристрою 1, що задає і програмує; пристрою порівняння 2; підсилювача 3; виконавчого двигуна 4, що приводить в рух виконавчий механізм 5; зворотного зв'язку 6; пристрою 7, що перетворює вхідний сигнал в сигнал придатний для порівняння.

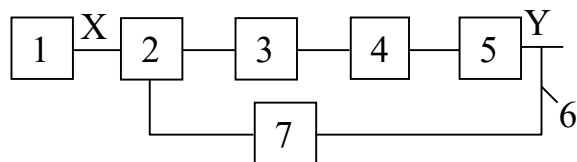


Рис. 1.11. Структурна схема слідкуючої системи

Для обробки деталі, крім подачі, що керує слідкуючим розподільником, необхідно ще мати подачу каретки поперечного супорта для забезпечення відносного руху щупа і копіра. Щуп, взаємодіючи із копіром, в залежності від профіля робочої поверхні копіра буде зміщувати

золотник слідкуючого розподільника вздовж його осі, відповідно збільшуючи або зменшуючи робочу прохідну щілину, що приведе до зміщення супорта в результаті зміни кількості рідини, що підводиться.

В залежності від типу золотникового розподільника розрізняють однокоординатні гідравлічні слідкуючі системи з одно-, дво- і чотирищілинним дроселюючим розподільником.

В слідкуючих приводах з однощілинним розподільником керування рухом здійснюється тільки однією порожниною виконавчого гідродвигуна. Тому для двостороннього руху необхідно забезпечити зовнішній вплив, протиспрямований збільшенню об'єму робочої порожнини двигуна. Наприклад, у вигляді сили тяжіння (рис. 1.12, а, в цьому випадку плунжерний гідроциліндр повинен бути розташований вертикально), або сили, що створюється за рахунок постійно підведеного напірного тиску (рис. 1.13, а і рис. 1.14, а), при цьому гідроциліндр може бути розташований довільно.

На рис. 1.12, а система працює таким чином: при зменшенні дроселюючої щілини розподільника опір потоку робочої рідини збільшується, тиск p_1 в плунжерному гідроциліндрі зростає, і якщо сила, що діє на плунжер гідроциліндра, буде більша зовнішньої сили ($m \cdot g$), тоді поршень пер-

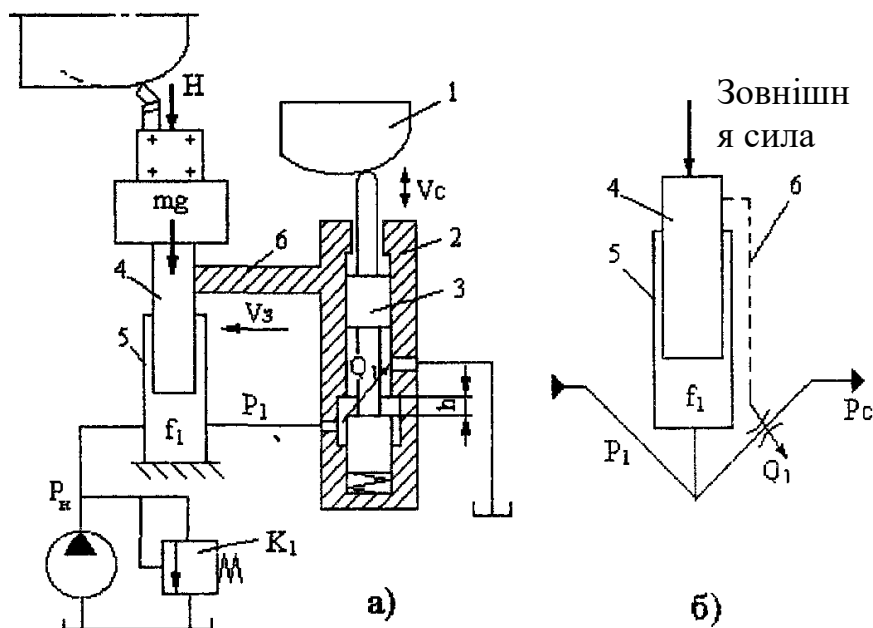


Рис. 1.12. Копіювальна система з одним насосом і однощілинним керуючим розподільником

дкуючі системи з такою схемою можуть бути застосованими в консольно-фрезерних верстатах. Розглянута гідравлічна схема може бути подана у вигляді напівмостової схеми, зображеної на рис. 1.12, б.

Зовнішній вплив можна забезпечити не лише за рахунок гравітаційної сили, але, наприклад, за рахунок пружної сили пружини, пневмогідракумулятора, а також додаткового джерела живлення (див. рис. 1.13, а), або за допомогою одного насоса і дроселя (див. рис. 1.14, а), які забезпечують перепад тисків між навантажувальною f_1 і керуючою f_2 порожнинами гідроциліндра. В подібних системах з метою забезпечення

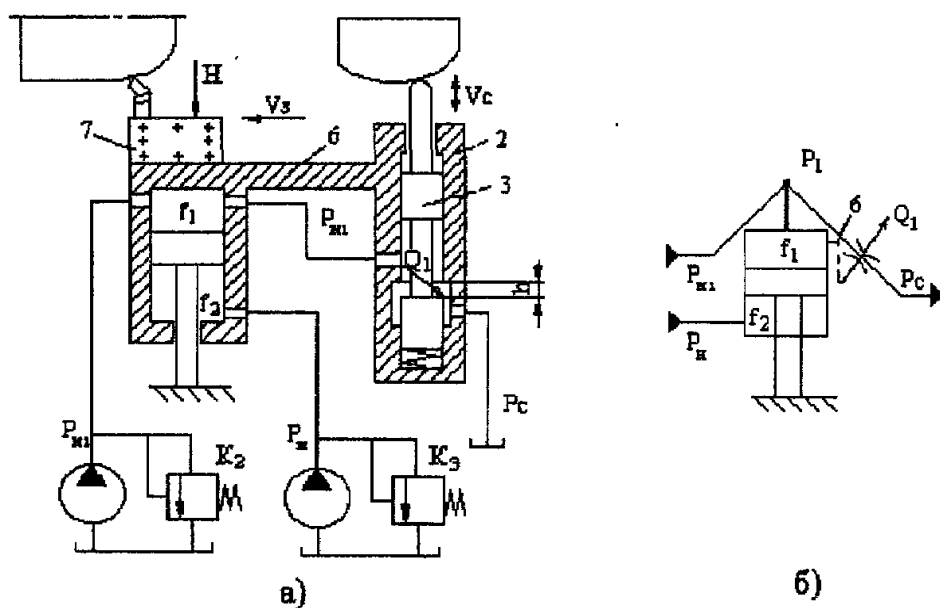


Рис. 1.13. Копіювальна система з однощілинним керуючим розподільником і двома насосами

еміщується догори разом із корпусом розподільника, тим самим збільшуючи дроселюючу щілину (h). Тиск p_1 в напірній магістралі буде визначатись навантаженням на плунжерний гідроциліндр, отже, споживна потужність буде прямо пропорційна тиску в порожнині плунжерного гідроциліндра. Запобіжний клапан K_1 працює в аварійному режимі. Слі-

однакових швидкостей в обидві сторони, співвідношення ефективних площин $f_1 : f_2$ звичайно приймають рівним 1 : 2.

Керування робочою порожниною може здійснюватись як на виході з неї

(див. рис. 1.12, а, 1.13, а, 1.14, а, так і на вході (рис. 1.15, а). Клапани K_1, K_2 – нормально зачинені і працюють в аварійних режимах, K_3, K_4, K_5 – працюють в режимі переливних клапанів, підтримуючи постійний тиск у напірних лініях. Розглянуті гідравлічні схеми можуть бути подані у вигляді мостових схем, зображених на рис. 1.13, б, 1.14, б, 1.15, б.

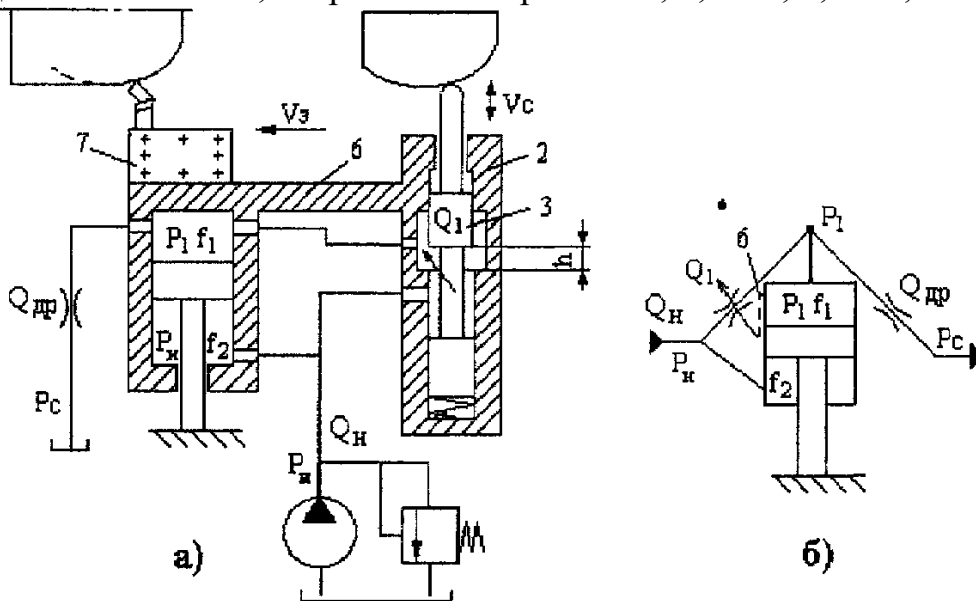


Рис. 1.14. Копіювальна система з одним насосом і однощілинним керуючим розподільником на виході

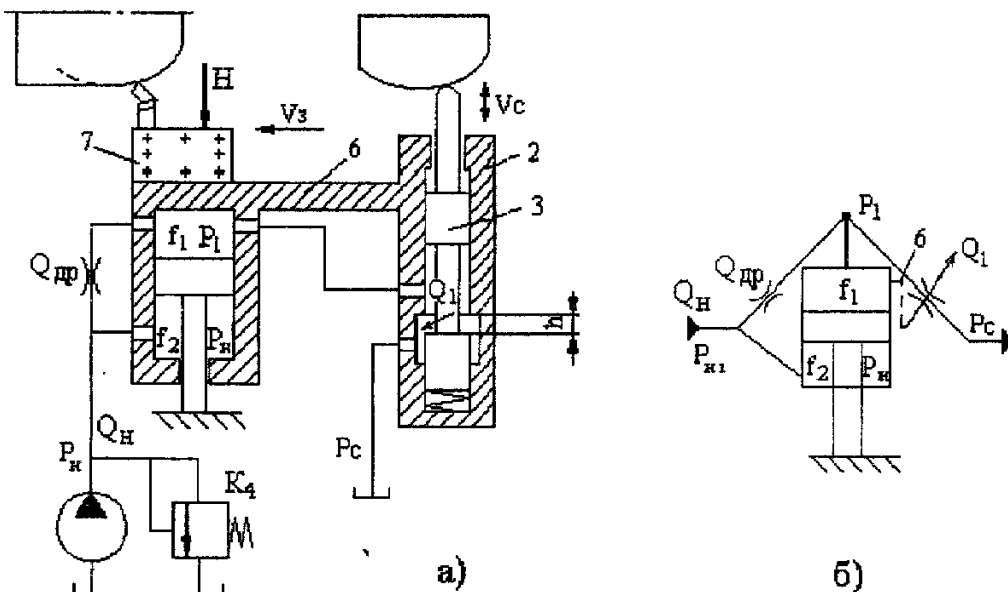


Рис. 1.15. Копіювальна система з одним насосом і однощілинним керуючим розподільником на вході

Гідравлічні слідкуючі системи з однощілинним розподільником прості у виготовленні, але можуть керувати лише однією робочою порожньою гідродвигуна. При інших рівних умовах помилка копіювання в даних системах невелика.

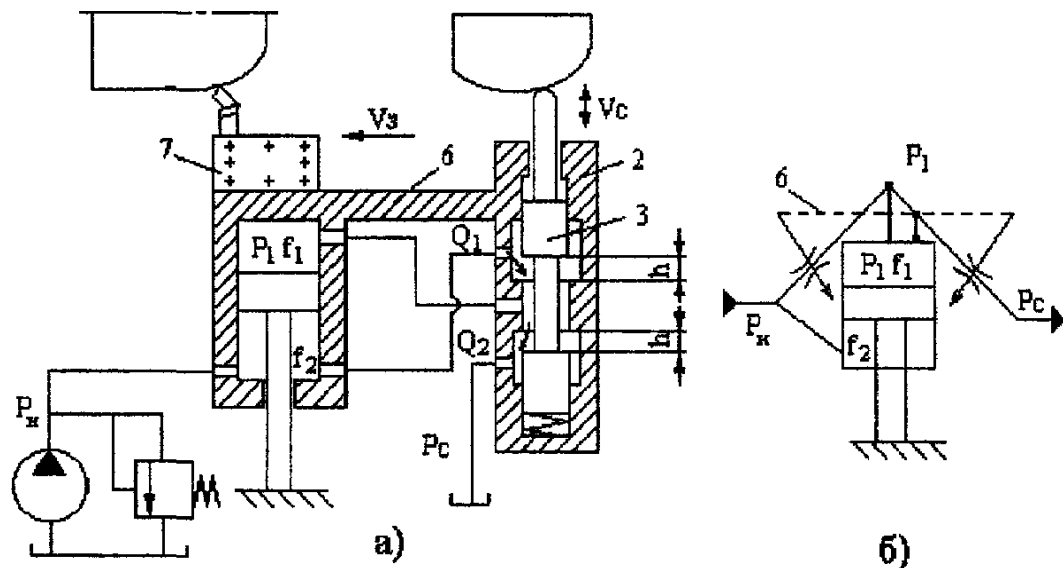


Рис. 1.16. Копіювальна система з одним насосом і двоцілінним керуючим розподільником

На рис. 1.16 показані схеми (а – гідравлічна, б – мостова) *слідкуючої системи з двоцілінним розподільником*. Керування здійснюється однією порожниною виконавчого гідродвигуна, так само як і в розглянутій вище системі, але одночасно на вході і виході з нього, що забезпечує при інших рівних умовах меншу помилку копіювання, ніж у одноцілінних розподільників.

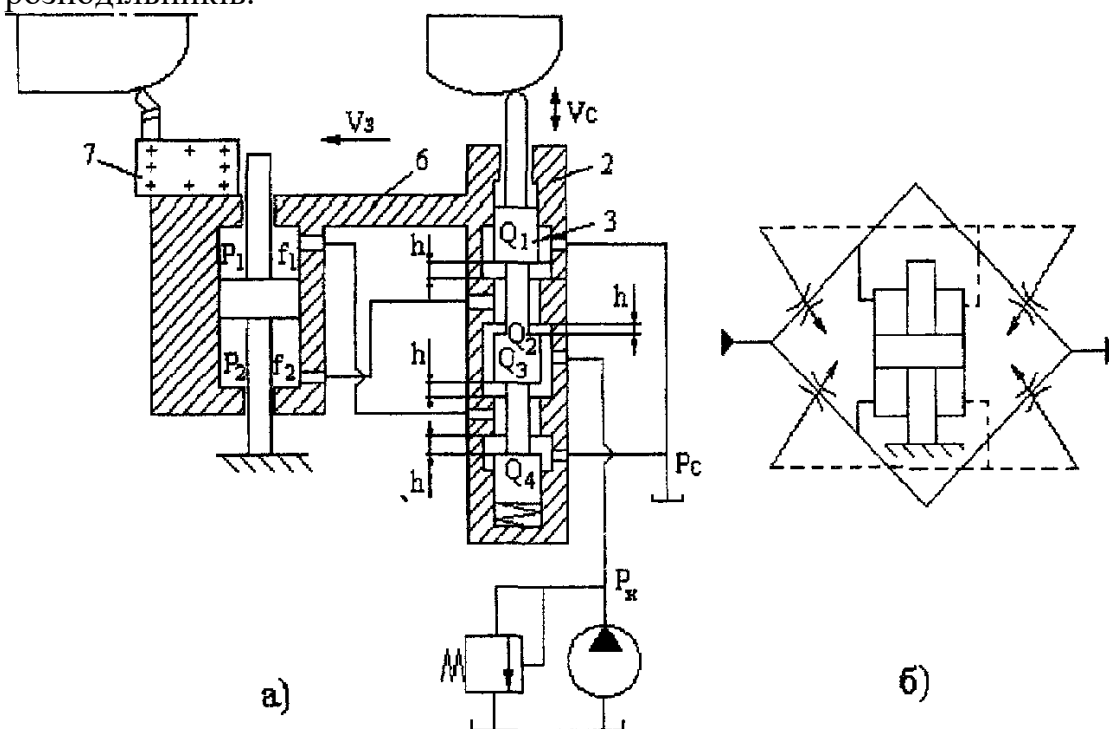


Рис. 1.17. Копіювальна система з одним насосом і чотирицілінним керуючим розподільником

В практиці машинобудування більш розповсюджена схема *слідкуючого привода з чотирицілінним дросельним розподільником*, показана на

рис. 1.17, а. При зміщенні затвора, що спирається на копір, змінюються за величиною прохідного перерізу одразу чотири щілини із зазорами (**h**). Одна щілина, через яку проходять витрати Q_2 , керує кількістю рідини, що надходить в одну порожнину гідродвигуна. Інша щілина, через яку проходять витрати Q_3 , контролює злив з цієї ж самої порожнини. В цьому випадку керування здійснюється одночасно на вході і на виході кожної порожнини. В результаті змінюються тиски p_1 і p_2 в обох порожнинах гідроциліндра, і необхідна для руху виконавчого двигуна різниця тисків $\Delta p = p_1 - p_2$ зростає значно швидше, ніж в системі з однощілинним розподільником. Жорсткість привода з чотирищілинним розподільником і точність відтворення профілю копіра також вищі. Для руху поршня або корпусу в обидві сторони з однаковою швидкістю необхідно, щоб ефективні площі в обох порожнинах гідродвигуна були б однаковими.

Мостова схема гідравлічного слідкуючого приводу з чотирищілинним керуючим розподільником наведена на рис. 1.17, б.

Подані вище гідравлічні копіювальні приводи не єдині. На основі кожної розглянутої схеми можна скласти аналогічні, якщо поміняти тип двигуна, розподільник або їх розташування. В таблиці 1.1 наведені деякі варіанти для побудови можливих принципів гідравлічних копіювальних систем (завдання №1).

Таблиця 1.1

Варіанти для побудови принципів схем гідравлічних копіювальних систем

№	Вихідна аналогія	Тип виконавчого двигуна	Тип керуючого розподільника	Розташування копіра	Додаткові відомості
1	Рис.1.12	Плунжерний гідроциліндр, розташований горизонтальн.	Будь-який	Горизонтальн. протилежне до заготовки	Виконавчий рух "У" повинен бути протилежним до напрямку руху, що задається "Х"
2	Рис.1.13	Двоштоковий гідроциліндр	На основі шарикового клапана	Копір розташований в площині, перпендикулярн. слідк. руху	
3	Рис.1.14	Одноштоковий гідроцил. з нерухомим штоком	Будь-який	Копір і заготовка розташ. протилежно	

4	Рис.1.15	Двоштоковий гідроциліндр	Поворотний кран		
5	Рис.1.16	Двоштоковий гідроциліндр	Клапанний розподільник		
6	Рис.1.17	Поворотний двигун на кут більший 2π	Будь-який		
7	Рис.1.17	Поворотний двигун на кут менший 2π	Поворотний кран		
8	Рис.1.16	Плунж. гідроциліндри	Будь-який		Два насоси
9	Рис.1.17	Одноштоковий гідроциліндр	Будь-якого типу на великі витрати	Копір і заготовка розташовані протилежно	Порівнюючий пристрій малих витрат
10	Рис.1.17	Поворотний двигун на кут більший 2π	Поворотний кран на кут менший 2π		
11	Рис.1.14	Два плунжерних гідроциліндри	Клапанний розподільник		
12	Рис.1.13	Двоштоковий гідроциліндр	Будь-який		Один насос

На рис. 1.18 показана принципова схема гідравлічної слідкуючої системи копіювально-токарного верстата, структурна схема даної системи наведена на рис. 1.17. Під час руху каретки 1 (див. рис. 1.18) в напрямку v_3 шуп 2 ковзає по копіру і переміщує золотник 3, який керує рухом v_6 корпуса гідроциліндра 4. Корпус гідроциліндра жорстко зв'язаний з салазками 6, що переміщуються по каретці і на яких закріплений ріжучий інструмент. Одночасно з рухом v_6 гідроциліндра переміщується корпус слідкуючого розподільника, чим забезпечується жорсткий механічний від'ємний зворотний зв'язок. Живлення гідросистеми забезпечує насос 7, при постійному тиску робочої рідини, що підтримується переливним клапаном 8.

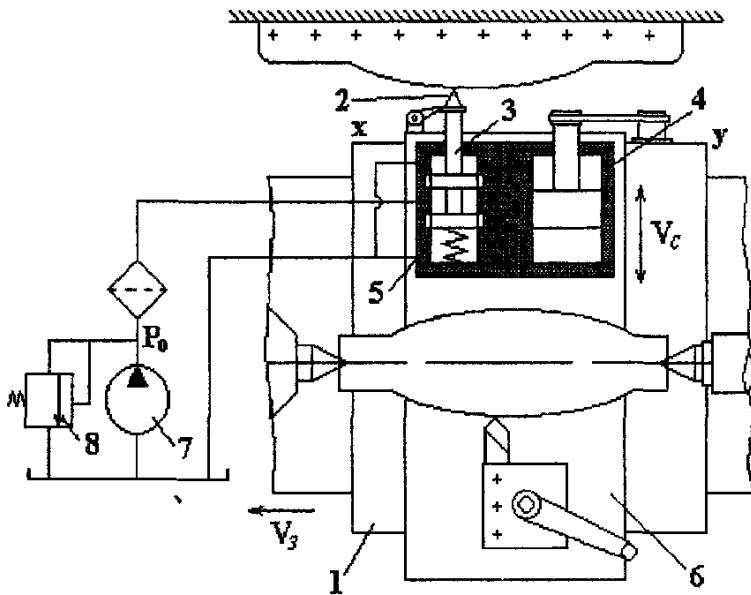


Рис. 1.18. Схема слідкуючої системи копіювально-токарного верстата

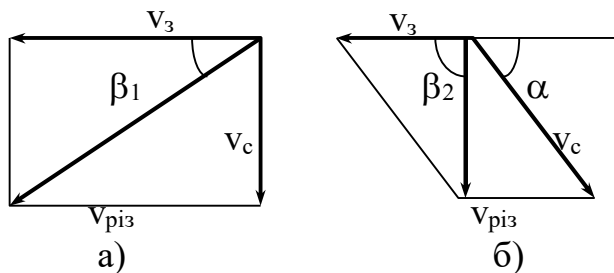


Рис. 1.19. Схема складання векторів швидкостей подачі, що задається і подачі стеження, що утворюють вектор різання

обирають під деяким кутом α до напрямку подачі, що задається (рис.1.19,б). В першому випадку найбільший кут вектора швидкості різання $v_{\text{різ}}$ складає $\beta_1 < \pi/2$, в другому - $\beta_2 < \pi/2$ при тих же самих значеннях v_3 і v_c . В токарно-копіювальних верстатах копіювальний супорт звичайно установлюють під кутом 60° або 45° , тобто $\alpha = 60^\circ$.

Завдання №2

Визначити допустимий кут установки супорта для обробки канавки під шліфування на валику (рис. 6.20) для умов, вказаних в табл. 1.2.

Таблиця 1.2

Частота обертання шпинделя, об/хв	1600	1000	800	600	300
Повздовжня подача, мм/об	0,02	0,05	0,05	0,05	0,1
Діаметр гідроциліндра, мм	120	120	100	100	100
Діаметр штоків, мм	40/80	40/80	35/70	35/70	35/70

При розгляді розташування слідкуючого супорта відносно подачі, що задається, неможливо обробити східчасту поверхню виробу (наприклад, підрізати торець валика). Оскільки при перпендикулярному напрямку слідкуючої подачі до постійної швидкості v_3 , що задається, внаслідок відносно невеликої швидкості v_c , неможливо утворити вектор швидкості різання, який був би спрямований по до-

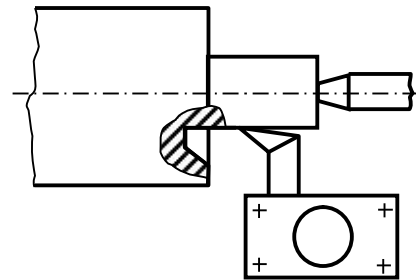


Рис. 1.20. Схема обробки

точній до оброблюваної поверхні, тобто перпендикулярно вектору - подачі, що задається (рис. 1.19, а). Тому напрямок слідкуючої подачі

Настройка запобіжного клапана, МПа	4	4	2,5	2,5	2,5
Витрати насоса, л/хв	40	40	25	25	25

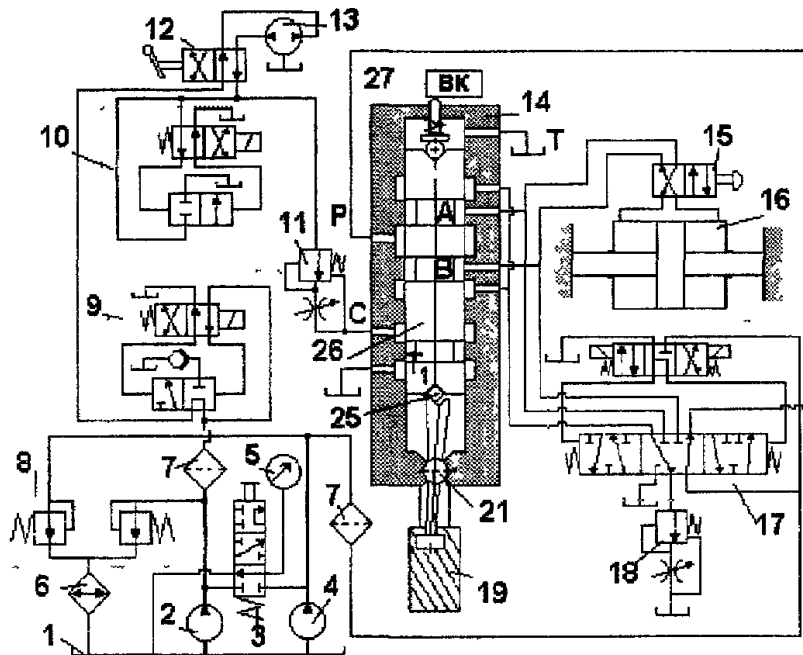


Рис. 1.21. Гідралічна схема вертикально-фрезерного верстата

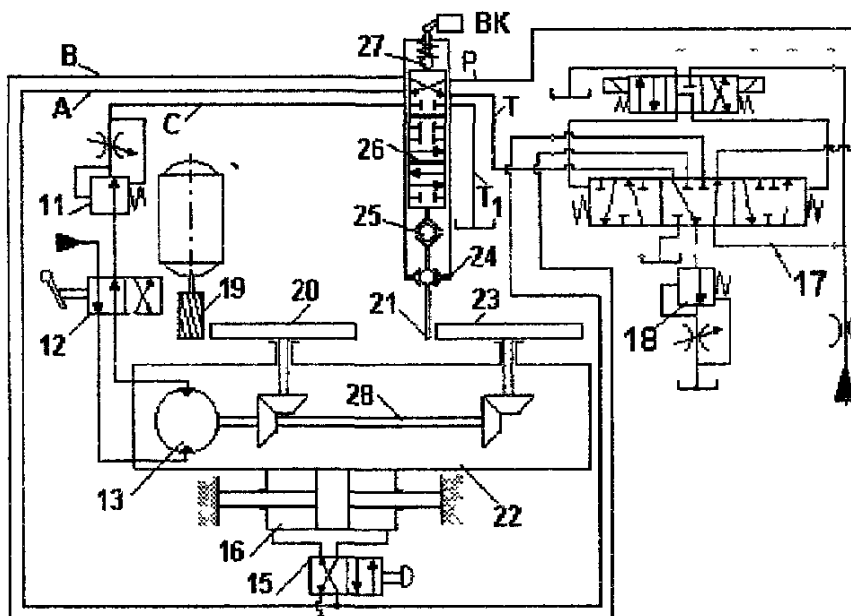


Рис. 1.22. Гідрокінематична схема вертикально-фрезерного верстата

виконавчі двигуни. Насосна станція містить: насоси 2 і 4; бак 1; клапанну коробку 8, що включає два запобіжних клапани з електрокерованим розвантажувальним клапаном; клапан 9 для зупинки гідромотора 13 і розвантаження насоса 2; розподільник 10, що забезпечує швидке обертання гідродвигуна 13 при з'єднанні його зливної лінії із баком; розподільник 3,

На вертикально-фрезерному верстаті, гідралічна схема якого показана на рис.1.21, а гідрокінематична - на рис. 1.22, обробляють замкнену поверхню плоскої деталі (наприклад, кулачка) кінцевою циліндричною фрезою 19. На столі верстата 22 (див. рис. 1.22) установлюють два поворотних столи: один (20) для закріплення деталі, другий (23) – копіра. Механічна передача 28

забезпечує синхронне обертання столів із круговою подачею, що задається ω_3 . Столу 22 передається також слідкуюча подача v_c . Фасонна поверхня на деталі утворюється в результаті геометричного додавання подач ω_3 і v_c .

Гідралічна схема верстата (див. рис. 1.21) включає насосну станцію, копіювальну головку,

призначений для підключення манометра 5 до гідролінії насосів 2 або 4; теплообмінник 6 для охолодження робочої рідини; регулятори 18 і 11, які забезпечують настроювання максимально можливих подач ω_3 і v_c ; розподільник 17, що забезпечує швидке підведення, робочий хід (стеження) і швидке відведення деталі; розподільники 15 і 12, призначені для зміни напрямку руху гідроциліндра або гідромотора.

В корпусі копіювальної головки 24 установлений золотник 26 (див. рис. 7.22), який через шарик 25, зв'язаний з щупом 21, що має сферичну опору. Дякуючи наявності сферичної опори і шарика, розташованого в зворотних конусах щупа і золотника, при відхиленні щупа в будь-якому напрямку шарик витискується з конуса щупа і викликає зміщення золотника вздовж його осі. З протилежної сторони на золотник через шарик постійно діє пружина. Важіль 27, впливаючи на контактний вимикач, відключає електродвигун в аварійних випадках (наприклад, при надмірній похибці копіювання). Робоча рідина від насосної станції через середню позицію розподільника 17 (позиція стеження) надходить до дроселюючого розподільника копіювальної головки (канал Р). В позиції розподільника, показаній на схемі, робоча рідина з каналу Р надходить у канал А, і далі через розподільник 15 в ліву порожнину гідродвигуна 16. Стіл 22 верстата разом з робочим і копіювальним столами рухається в бік щупа копіювальної головки. При зіткненні копіра з щупом 21 важіль щупа повертається і витискає шарик 25 догори. При відповідному переміщенні золотника 26 (середня позиція розподільника) з'єднуються між собою гідролінії С і Т₁. В результаті починає свій рух двигун 13, повертаючи копір і оброблювальну деталь. Якщо стіл з копіром будуть впливати на щуп 21 таким чином, що гідролінія Р з'єднається з гідролінією В (нижня порожнина розподільника), робоча рідина буде надходити в праву порожнину гідродвигуна і стіл верстата переміщуватиметься у зворотному напрямку. При цьому копір буде намагатись відійти від щупа, а щуп під дією пружини намагатиметься зайняти вихідне положення. Таким чином здійснюється стеження. Глибина різання задається круговою подачею (швидкістю обертання двигуна 13) що настроється регулятором 11.

В даній схемі функція пристрою порівняння реалізована двома рухами: обертальним рухом копіра і його поступальним рухом разом зі столом. Розузгодження даних рухів в точці зіткнення щупа з копіром, приводить в дію розподільник 14. Роль зворотного зв'язку виконує стіл.

1.4. Електрогідравлічні слідкуючі приводи

Електрогідравлічний слідкуючий привод (ЕГСП) - комплектний вузол, що містить гідродвигун, дроселюючий гідророзподільник з електрокеруванням, а в ряді випадків також допоміжні гідроапарати і датчики зворотного зв'язку (ДЗЗ).

Основним елементом багатьох електрогідрравлічних слідкуючих приводів (наприклад, привода подачі АГ28-51 для електроерозійних верстатів [10]) є електрогідрравлічний перетворювач типу АГ28-51.200, виконаний за схемою подвійного симетричного підсилювача типу сопло-заслінка, причому заслінкою є буртик голки 6 (рис. 1.23), яка проходить через сопла 4 і 5. Голка навантажена зусиллями пружин (нерегульованої 7 знизу і регульованої 2 зверху) і запресована в котушку 3 електромеханічного перетворювача, розташовану в полі постійного магніту 1. Робоча рідина з напірної лінії гідросистеми через постійні гідрравлічні опори (малі отвори в корпусі ЕГП) підводиться до порожнини гідроциліндра і одночасно до сопел, звідки через зазори між соплами і заслінкою зливається в бак. При наявності струму в обмотці керування котушки електромагнітна сила викликає зміщення заслінки, і шток переміщується в напрямку, що визначається полярністю електричного сигналу, зі швидкістю, пропорційною його величині. При перемиканні розподільника швидких ходів ГР рідина проходить в гідроциліндр в обхід ЕГП, забезпечуючи прискорене переміщення штока.

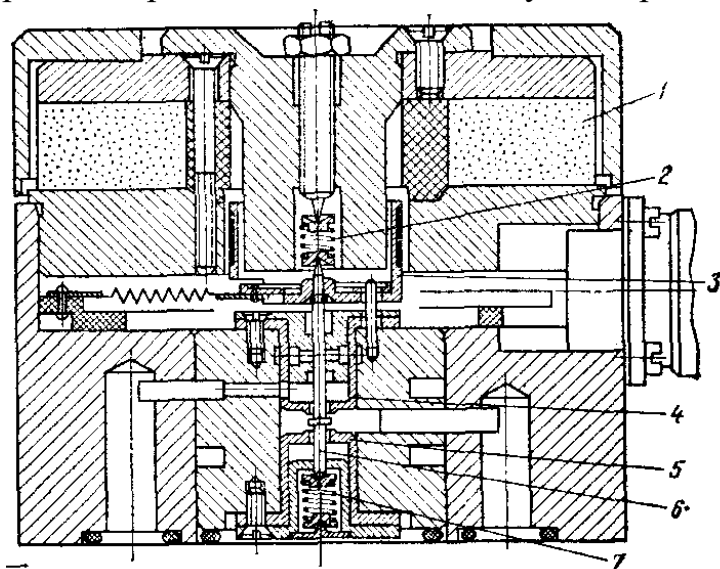


Рис. 1.23. Електрогідрравлічний перетворювач АГ28-51.200

Оскільки ЕГП досить чутливі до чистоти робочої рідини, перед їх установкою на верстат на місце ЕГП монтується перехідна плитка з розподільником (наприклад, ВЕ6.574А). В результаті роботи гідропривода в реверсивному режимі (на повну величину ходу гідроциліндра) впродовж 30 - 40 хв забезпечується промивка всіх гідроліній і фільтрація робочої рідини. У випадку засмічення знімаються дві пробки К1/8" на боковій поверхні корпусу

ЕГП і прочищаються постійні гідрравлічні опори голкою діаметром 1 мм. При засміченні соплової групи або згорянні котушки 3 демонтується алюмінієвий кожух, знімаються постійний магніт і сопло 5, після чого легкими ударами по жалю голка 6 випресовується з котушки 3. Оскільки котушка апарата уніфікована з котушкою гідророзподільника Г68-1, рекомендації по схемі їх підключення аналогічні. Дренажна лінія діаметром не більше 10 мм повинна відводитись від ЕГП в бак (з постійним ухилом в бік бака).

1.5. Гідроапаратура з пропорційним керуванням

Пропорційне електрокерування застосовується для розподільників, дроселів і клапанів [25]. На відміну від звичайних розподільників з електромагнітами, що мають два визначених стани (ввімкнено, вимкнено), розподільники з пропорційним керуванням комплектуються спеціальними електромагнітами ПЭМ6-1 або ПЭМ6-2 (з датчиком зворотного зв'язку) по ПТУ2-053-512 - 80, що мають безліч проміжних положень, і датчиком переміщення золотника. Дані розподільники, наближаючись функціонально до дроселюючих розподільників, конструктивно значно простіші і дешевші останніх, менш чутливі до засмічення, мають широку уніфікацію деталей зі звичайними розподільниками. Однак вони, як правило, за швидкодією, коефіцієнтом підсилення, чутливістю і параметрами регульовальної характеристики (лінійність, гістерезис, дрейф нуля і інші) поступаються дроселюючим гідророзподільникам. В регулюючих апаратах, наприклад, в запобіжних клапанах пропорційні електромагніти можуть впливати безпосередньо на запірнорегульовальний елемент; в цьому випадку вбудованих датчиків зворотного зв'язку не вимагається. Апарати з пропорційним керування використовуються або для дистанційного керування параметрами гідропривода, або в якості ланок замкнених систем автоматичного регулювання. Вони можуть комплектуватись електронним блоком БУ2110, що забезпечує стабільність струму керування в обмотці магніту незалежно від її нагріву і коливань напруги в мережі (24 В, постійний струм), пропорційну залежність струму керування (до 0,8 А) від вхідного сигналу, узгодження з малопотужними керуючими пристроями (в тому числі з системами ЧПК), можливість лінійного збільшення струму керування за 0,1 - 5 с при ступінчастому вхідному сигналі, а також прямого підключення задавальних резисторів (напруга ± 9 В), можливість регулювання амплітуди осциляції (200Гц) і установки початкового струму.

Гідророзподільники з пропорційним керування типу РП мають кор-

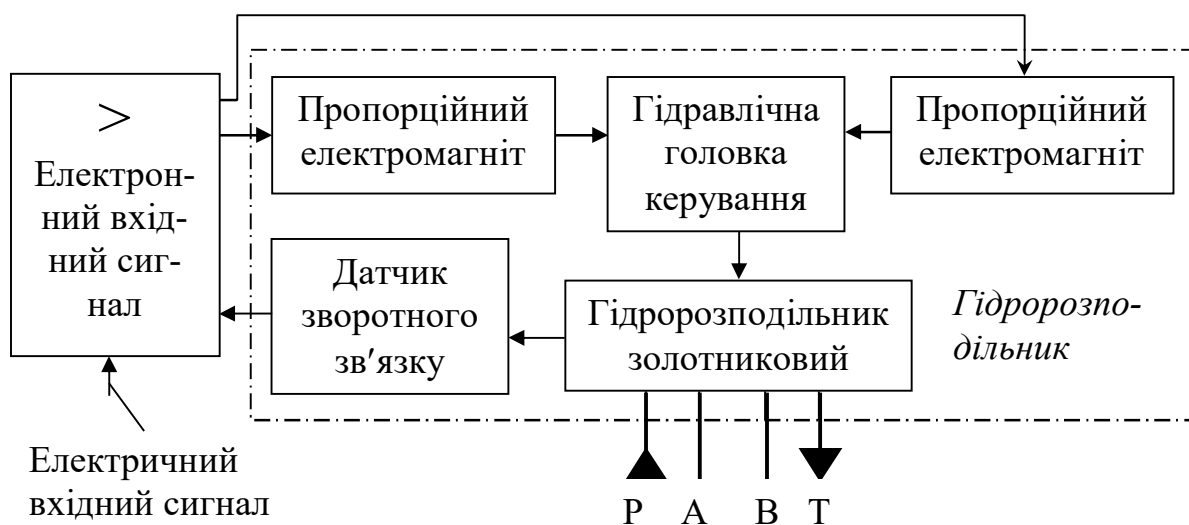


Рис. 1.24. Структурна схема керування гідророзподільників з пропорційним керуванням РП10

пусні деталі, уніфіковані з розподільниками типу В відповідних умовних проходів. В розподільниках РП6 на відміну від В6 змінена конструкція золотника, установлені магніти ПЭМ6-1 і ПЭМ6-2 (з боку лінії А), довжина збільшена до 250 мм. Розподільники РП10 (рис. 1.24) виконані двоступінчастими з керуванням від основного потоку або через лінію Р. Двоступінчасті розподільники РП16 і РП20 (рис. 1.25) складаються з блока керування 7 (включає редукційний клапан і в схемах 24, 34 і 44 – два елементи сопло-заслінка, керованих від пропорційних електромагнітів) і основного ступеня (включає корпус 3, кришку 6 з пружиною 5, що центрує, золотника 4 і кришки 2, на якій може установлюватись датчик зворотного зв'язку 1 по переміщенню золотника). Корпусні деталі уніфіковані відповідно із деталями розподільників типів В16 і В22. Блок керування двопозиційних розподільників (схеми 24А, 34А і 44А) містить один електромагніт; дані апарати можуть працювати в режимі електрокерованих дрeselів.

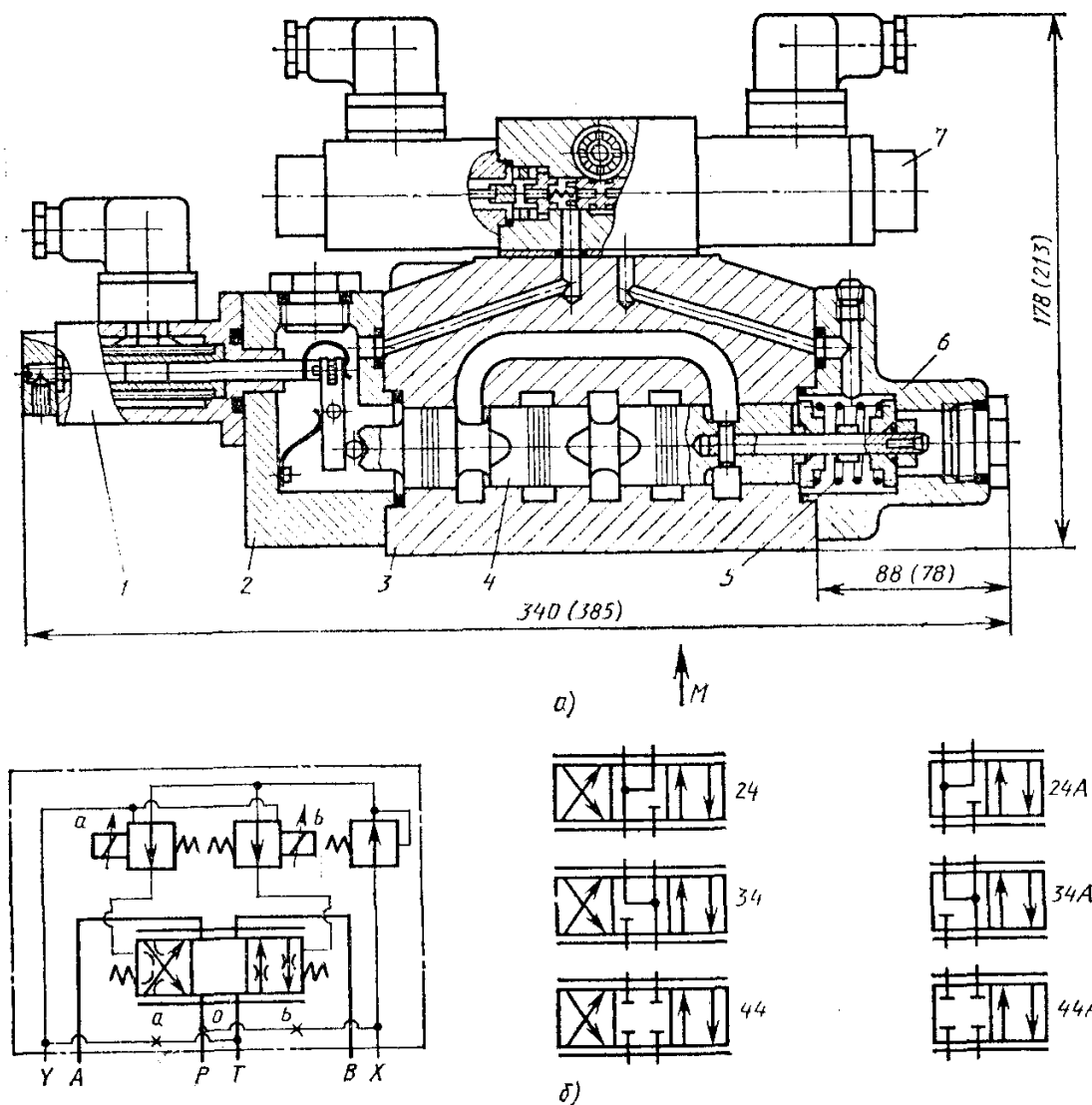


Рис. 1.25. Конструкція, розміри (а) і гідравлічні схеми (б) гідророзподільників з пропорційним керуванням РП16 і РП20

1.6. Ротаційні електрогідравлічні крокові приводи

В електрогідравлічних крокових приводах (гідравлічних підсилювачах крутних моментів з кроковим двигуном) кроковий двигун (КД) невеликої потужності повертає вхідний вал гідравлічного підсилювача (ГП) крутного моменту, а вихідний вал останнього повторює з невеликою помилкою всі рухи вхідного вала, розвиваючи крутний момент, достатній для переміщення робочих органів верстатів через гвинтову, рейкову або кулачкову передачі. Підсилення крутного моменту забезпечується за рахунок енергії потоку робочої рідини, що підводиться до ГП. До КД подається імпульсний струм, причому кожний імпульс відповідає повороту його вала на визначений кут-крок (кутову дискрету), яка частіше всього складає $1,5^\circ$. Таким чином, кут повороту визначається числом поданих імпульсів, а частота обертання - частотою їх проходження.

В електрогідравлічних крокових приводах (ЕГКП) надійно гарантується відпрацювання вихідним валом заданого кута повороту, звичайно не виникають проблеми стійкості, що дозволяє скоротити терміни налагодження. В приводах подачі в зв'язку із падаючою характеристикою тертя важко забезпечити малі швидкості руху. Для ЕГКП такої проблеми не існує, оскільки миттєва швидкість руху в процесі відпрацювання окремих кроків значно вища середніх швидкостей руху в режимі повільних переміщень. Кроковий характер руху при частотах вище 10 Гц практично зникає. ЕГКП відрізняються також відсутністю накопиченої помилки, простотою обслуговування і ремонту, компактністю, незначною вартістю, можливістю живлення від насосної установки, яка реалізує також інші рухи, необхідні для автоматизації обладнання. Разом з тим, у верстатах з ЕГКП на точність обробки впливають кінематичні помилки привода подачі, зазори в передачах і деформації вузлів верстатів під дією сил різання (внаслідок відсутності датчиків положення робочих органів). ЕГКП мають деякі обмеження за зведеним до вихідного вала моментом інерції механізму, а також за величиною прийнятності (найбільшій частоті імпульсів, що миттєво подається до ЕГКП, при якій він нормально функціонує). Для керування ЕГКП використовуються пристрої ЧПК: Н331М, Н221М, Н551, УПМ-331, 2М43, 2С85-63 (частота до 16 Гц) і інші [26].

ЕГКП знаходять застосування в приводах подач фрезерних, токарних, шліфувальних і інших верстатів з ЧПК, де вони з'єднуються з робочим органом звичайно через одноступінчасту шестеренну та гвинтову передачі і при лінійних дискретах 0,001; 0,005 і 0,01 мм дозволяють отримувати прискорені переміщення зі швидкостями 0,48; 2,4 і 4,8 м/хв відповідно. Лінійна дискрета 0,01 мм при кутовій рівній $1,5^\circ$, може бути отримана, наприклад, при передаточному відношенні шестеренної передачі 1 : 5 і кроці гвинта 12 мм. В промислових роботах при дискреті 0,2 мм максимальні швидкості сягають 96 м/хв, а ЕГКП з'єднується з робочим органом найчас-

тіше через шестеренно-рейкову передачу. В зубооброблювальних верста-
тах за допомогою ЕГКП можуть бути реалізовані кінематичні зв'язки.

Електрогідравлічні крокові приводи типу ЭЗ2Г18-2 (рис. 1.26) в
якості задавального пристрою мають чотирикромковий стежний золотник
6. Останній через упорні підшипники зв'язаний з оправкою, яка з одного
боку закінчується шлицевою втулкою 7 типу Г15-2, а з іншого - прецезій-
ним гвинтом 4, який взаємодіє з гайкою 2. Гайка установлена в підшипни-
ках, що виключають можливість її осьового переміщення і через муфту 2
зв'язана з валом крокового двигуна 1. При повороті КД золотник зміщуєть-
ся в осьовому напрямку, з'єднуючи одну з камер основного гідромотора 8
(I або II) з напірною лінією і одночасно іншу - зі зливною, тому вал гідро-
мотора повертається в той самий бік, що і вал КД, і через шлицеве з'єднан-
ня і гвинтову пару повертає золотник в середнє положення, після чого гід-
ромотор зупиняється. При обертанні з постійною частотою між валами КД
і гідромотора є кут відставання $\delta_{відст}$. У випадку різкої зміни частоти обер-
тання $\delta_{відст}$ може перевищувати 360° , і дроселюючі кромки золотника віль-
но пропускають потік робочої рідини, що позитивно відбивається на
прийнятності ЕГКП. Клапани 11 при нормальній роботі верстата зачинені
тиском робочої рідини. У випадку різкого гальмування золотник прохо-
дить через середнє положення і перекриває своїми робочими кромками лі-
нії I і II, що йдуть до гідромотора, в той час, коли останній, працюючи в
режимі насоса, інтенсивно витискує робочу рідину в одну з цих ліній (осо-
бливо при великій інерційності приводного механізму). Якщо пік тиску пе-
ревищує тиск в напірній лінії, робоча рідина перепускається через один з

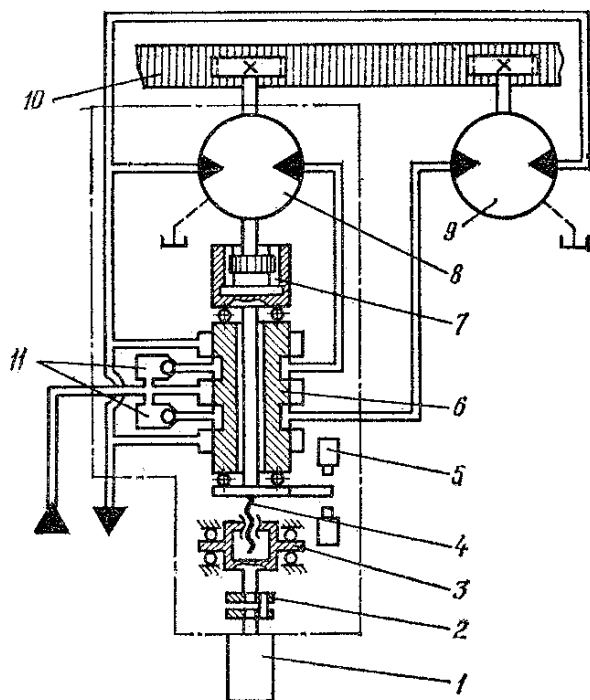


Рис. 1.26. Схема дії ЕГКП типу
ЭЗ2Г18-2 виконання Н

клапанів. Механізм електроблоку-
вання максимального розузгодження
видає в систему керування через мік-
ровимикачі 5 сигнал зупинки у випа-
дку, коли $\delta_{відст}$ перевищує гранично
допустиму величину і можливий збій
ЕГКП з втратою інформації. Зобра-
жений на рис. 6.30 привод виконання
Н включає два гідромотори: основ-
ний - 8 і додатковий - 9, вали яких
повертаються в різних напрямках,
що забезпечує високу точність пози-
ціювання робочих органів за рахунок
виборки зазорів в зубчасто-рейковій
передачі.

1.7. Лінійні електрогідравлічні кро-
кові приводи
Для ротаційних ЕГКП необхід-

но перетворення обертального руху в поступальний за допомогою гвинтових, зубчасто-рейкових і інших механічних передач; крім того, ресурс ЕГКП часто лімітується гідромотором. Лінійні електрогідрравлічні крокові приводи (ЛЕГКП) позбавлені цих недоліків, оскільки в якості двигуна тут використовуються гідроциліндри, однак при великій довжині ходу (більше 1м) стисливість робочої рідини в гідроциліндрі негативно відбивається на рівномірності руху, крім того, виготовлення довгоходових гідроциліндрів складно технологічно, а теплові деформації деталей можуть в ряді випадків приводити до зниження точності позиціонування, в зв'язку з чим не у всіх конструкціях вдало розв'язана задача захисту від перевантажень. Проте можливості вилучення з приводів дорогої і ненадійної шарикогвинтової передачі, а також використання більш удосконаленого гідродвигуна, примушують наполегливо працювати над створенням ЛЕГКП [27]. В останні роки у вітчизняному верстатобудівництві з'явився ряд перспективних моделей даних пристроїв.

ЛЕГКП з автономним задавачом типу Г69-14 складаються із задавального пристрою (автономного задавача) і силового гідроциліндра, зв'язаних трубопроводами. Задавач - вузол механічного порівняння заданого (за допомогою крокового або іншого електродвигуна) і фактично відпрацьованого робочим органом переміщень.

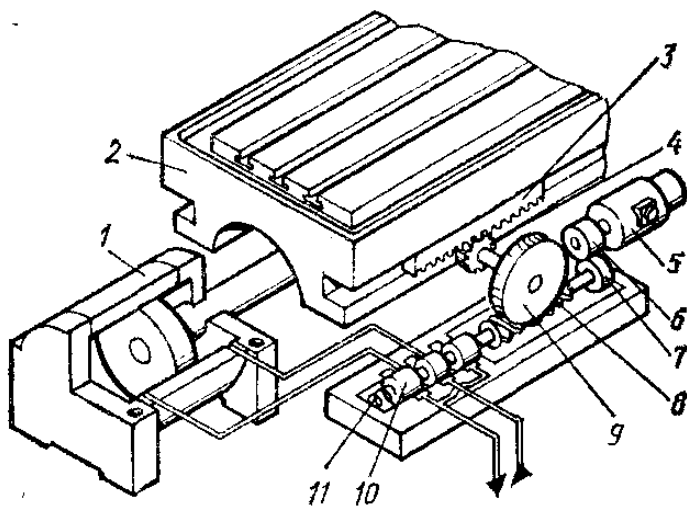


Рис. 1.27. Схема лінійного ЕГКП з автономним задавачем типу Г69-14

Кроковий двигун 5 (рис. 1.27) через колеса 6 і 7 повертає черв'як 8, який зміщується в осьовому напрямку разом із притиснутим до нього пружиною 11 чотирикромковим стежним золотником 10. Останній спрямовує потік робочої рідини в гідроциліндр 1, вимушуючи його шток разом зі столом 2 верстата переміщуватись у відповідному напрямку. При цьому закріплена на столі рейка 3 через колесо 4 зворотного зв'язку і черв'ячне колесо 9 повертає стежний золотник в нейтральне положення, після чого стіл зупиняється. При кутовій дискреті КД, рівній $1,5^\circ$, кроці рейки 3, рівному 2,5мм, і передаточному відношенні черв'ячної пари 1 : 25 лінійна дискрета (мм) $\Delta = z_4 z_6 / 2400 z_7$, де z_4, z_6, z_7 - числа зубців коліс 4, 6, 7. ЛЕГКП типу Г69-14 за рахунок охоплення кінцевої ланки від'ємним зворотним зв'язком по положенню дозволяє у порівнянні із іншими відомими приводами істот-

Кроковий двигун 5 (рис. 1.27) через колеса 6 і 7 повертає черв'як 8, який зміщується в осьовому напрямку разом із притиснутим до нього пружиною 11 чотирикромковим стежним золотником 10. Останній спрямовує потік робочої рідини в гідроциліндр 1, вимушуючи його шток разом зі столом 2 верстата переміщуватись у відповідному напрямку. При цьому закріплена на столі рейка 3 через колесо 4 зворотного зв'язку і черв'ячне колесо 9

но підвищити точність позиціонування і жорсткість, забезпечити можливості використання в різноманітних механізмах.

В багатоланкових шарнірних механізмах, наприклад в роботах, зубчасте колесо зворотного зв'язку задавача може взаємодіяти з колесом або сектором, жорстко зв'язаним з ланкою, переміщення якої реалізується шарнірно закріпленим гідроциліндром 1 або поворотним гідродвигуном 2 (рис.1.28, а). ЛЕГКП може використовуватись в системах з механічним збільшенням довжини ходу (б), в ротаційному гідроприводі для реалізації зворотного зв'язку за кутом повороту гвинта (в), в механізмах повороту дільних столів гідромоторами (г). У випадках, коли переміщення робочого органа контролюється зовнішніми датчиками зворотного зв'язку і не вимагає високої точності відпрацьовування дискретності, задавач можна установлювати безпосередньо на гідроциліндрі і зв'язувати зі штоком фрикційним роликом, що захищає від перевантаження (д). Застосування задавачів доцільно і для модернізації обладнання з вбудованими гідроциліндрами.

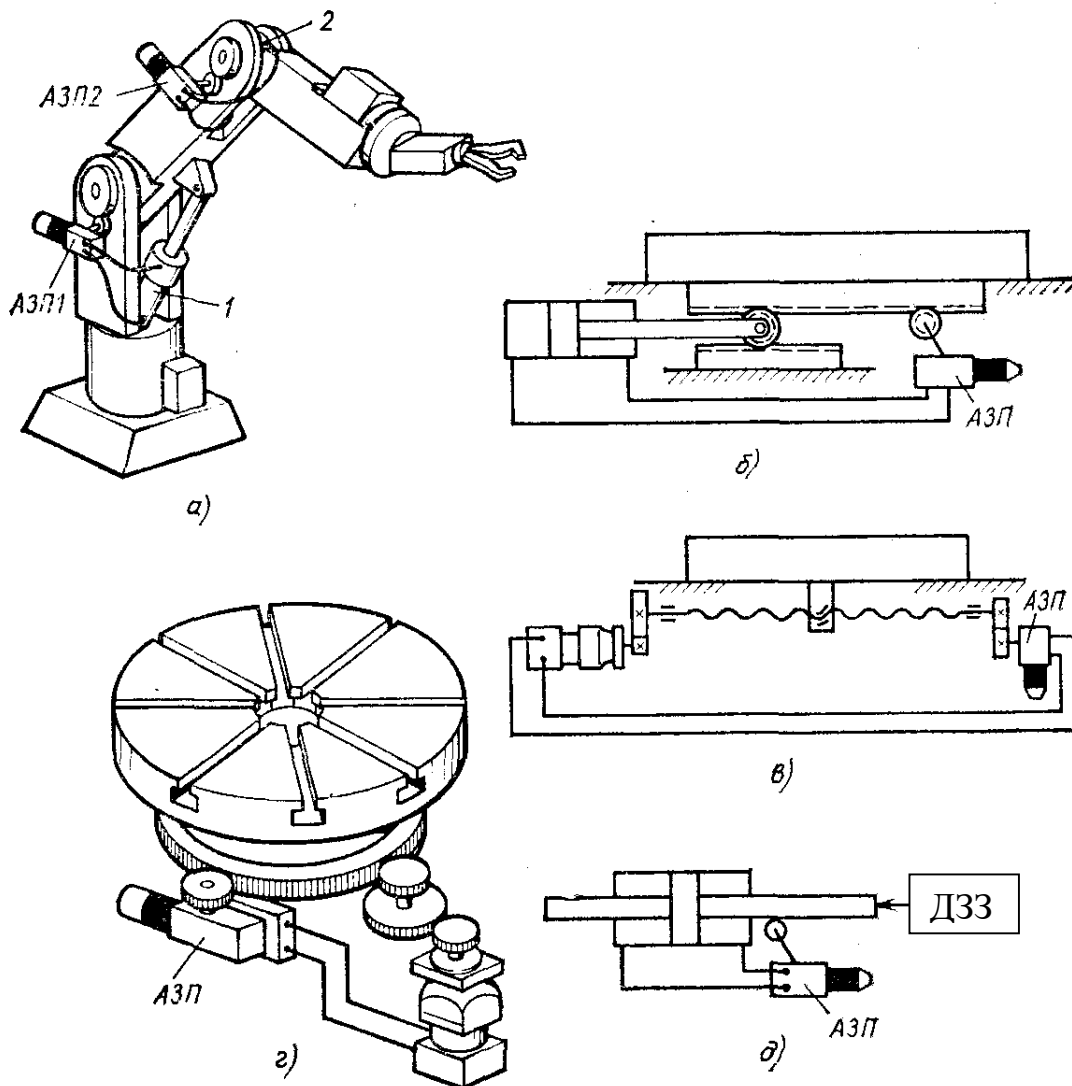


Рис. 1.28. Типові схеми застосування лінійних ЕГКП з автономним задавачем типу Г69-14 в гідрофікованих механізмах: АЗП - автономний задавач переміщень; ДЗЗ – датчик зворотного зв'язку

2. Гідравлічні синхронні приводи

Сучасні верстати і машини це складні автоматизовані комплекси з великою кількістю виконавчих робочих органів, приводи яких здійснюються гідродвигунами. Тому часто виникає необхідність в синхронізації рухів декількох робочих органів.

Узгодженість переміщень (ступень синхронізації) гідродвигунів залежить від цілого ряду факторів: значення і характеру робочих навантажень, внутрішнього і зовнішнього тертя в гідравлічних і механічних ланках привода, довжини шляху і тривалості переміщень, швидкості і прискорень рухів, стисливості рідини і наявності в ній повітря, жорсткості вузлів привода, температурних змін в гідравлічних і механічних ланках, в'язкості робочої рідини, витоків, відхилення від номінальних значень і зміни розмірів і характеристик виконавчих гідравлічних органів і контрольно-регулювальної апаратури, стійкості і коливальних рухів. Задача синхронізації - забезпечити допустимі значення розузгодження. В залежності від призначення машини, її компонування і допустимого ступеня розузгодження при роботі одночасно декількох виконавчих механізмів застосовується велика кількість різноманітних пристроїв синхронізації.

В практиці верстато- і машинобудування синхронізують переміщення робочих органів: верстатів, пресів, механічних ножиць, формувальних машин, валків прокатних станів, механізмів підйомно-транспортних машин, елементів керування машинами.

2.1. Синхронні гідравлічні приводи

Приводи дросельного регулювання. В даних приводах синхронізація досягається незалежним дозуванням рідини за допомогою дроселів [12]. На рис. 2.1 показана схема привода, в якій синхронізація гідродвигунів 3 і 4 забезпечується регульованими дроселями 1 і 2, що установлені на зливі. Регулюванням дроселів забезпечуються приблизно рівні опори руху гідродвигунів 3, 4. Для підвищення точності синхронізації в даній схемі замість дроселів можна установлювати регулятори витрат.

Один з найбільш розповсюджених методів синхронізації в приводах дросельного регулювання – ділення потоку рідини на два або більше (сумування двох або більше потоків рідини) за допомогою дільників (суматорів) потоку. Вони забезпечують постійність (в межах помилки ділення) співвідношення витрат і швидкостей переміщень гідроциліндрів, що синхронізуються незалежно від діючих навантажень.

В дільнику потоку (рис. 2.2) рідина від насоса надходить на вхід дільника і далі через нерегульовані вхідні дроселі 1 і 5 – в торцеві камери балансувального золотника 3, з якого через дроселюючі щілини 2 і 4 по магістралях I і II подається до гідроциліндрів 6 і 7, що синхронізуються. При рівності навантажень: $P_{н1} = P_{н2}$ балансувальний золотник знаходиться в нейтральному (середньому) положенні, що забезпечує рівність тисків $p_{н1} = p_{н2}$. Це приводить до рівності перепадів тисків на вхідних дроселях і,

отже, до рівності витрат $Q_1 = Q_2$. При змінах співвідношення навантажень змінюються тиски $p_{н1}$ і $p_{н2}$ в гідроциліндрах і в перший момент тиски p_1 і p_2 . Під дією нерівних тисків $p_1 \neq p_2$ балансувальний золотник 3 переміщується, зменшуючи дроселюючу щілину менш навантаженого гідроциліндра і збільшуючи – більш навантаженого до тих пір, поки тиски p_1 і p_2 не стануть рівними. Переміщення золотника 3 в результаті зміни співвідношення навантажень забезпечує рівні опори потокам рідини в гілках за рахунок дроселювання потоку тієї гілки, де зовнішнє навантаження менше. Це приводить до рівності перепадів тисків на вхідних дроселях і до рівності витрат $Q_1 = Q_2$ в гілках.

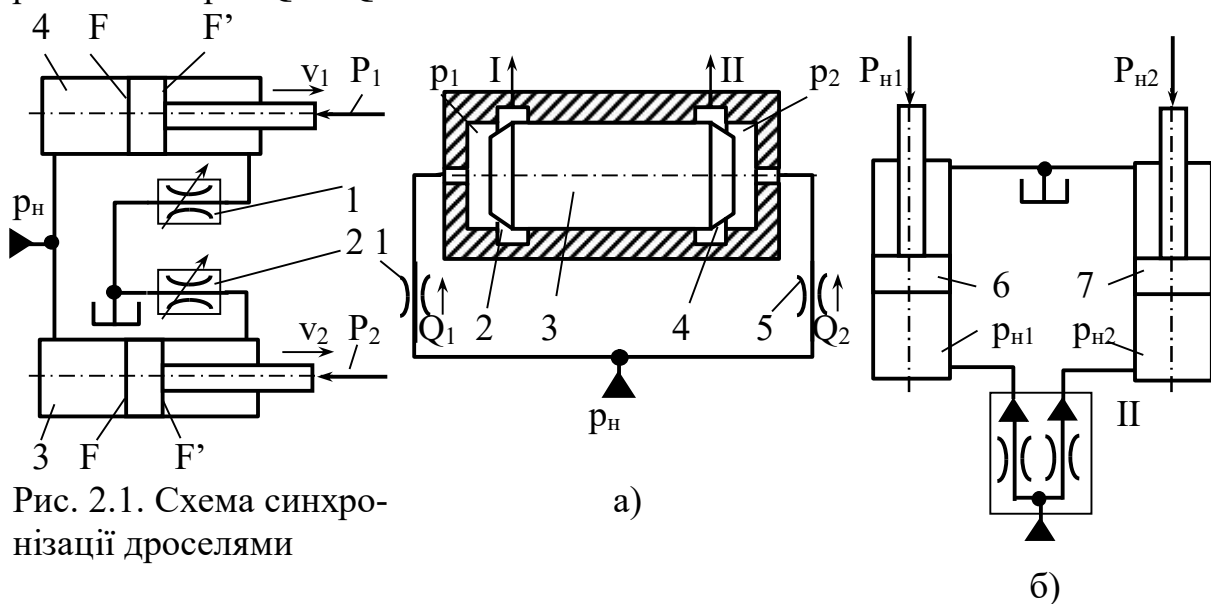


Рис. 2.1. Схема синхронізації дроселями

Рис. 2.2. Принципова схема дільника потоку рідини: а), б) – частини схеми

Приводи об'ємного регулювання. В даних приводах синхронізація досягається незалежним об'ємним дозуванням рідини.

Синхронне переміщення гідродвигунів можна забезпечити також застосуванням спарених або еталонних насосів. В якості об'ємних дозаторів витрат можуть застосовуватись шестеренні, плунжерні і поршневі насоси.

В схемі ділення потоку Q на дві рівні частини Q_1 і Q_2 за допомогою шестеренного насоса (рис. 2.3) рідина подається до вхідного отвору 5 і обертаючи шестерні 6 і 4 в протилежних напрямках, надходить до вихідних каналів 1 і 3. При цьому вона переноситься в однакових за об'ємом западинах шестерен, тому створюється рівність витрат Q_1 і Q_2 . Для розвантаження підшипників шестерен їх протилежні западини з'єднуються між собою каналами 2. Помилка синхронізації визначається внутрішніми витоками рідини по периферії і торцю шестерен, які залежать від навантажень в гілках. При нерівних навантаженнях витоки різні. Перевагою даного способу синхронізації є великий діапазон регулювання швидкостей переміщення гідродвигунів, що синхронізуються.

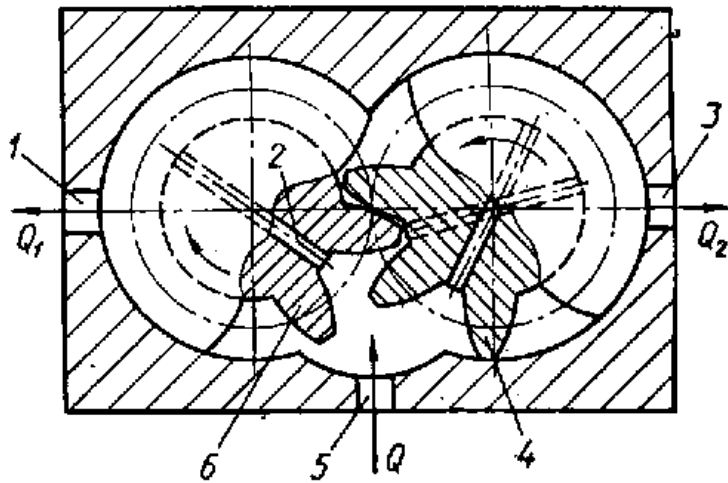


Рис. 2.3. Схема шестеренного дільника потоку рідини

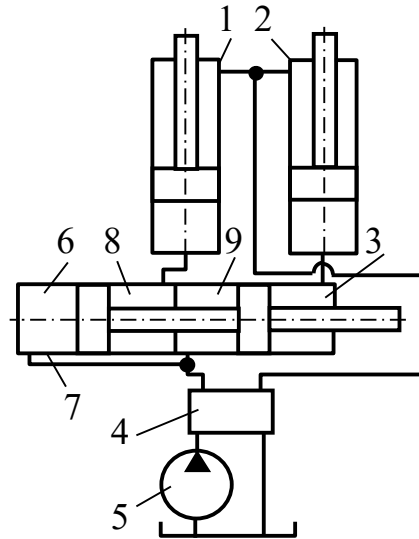


Рис. 2.4. Схема синхронізації дозатором поступального руху

Синхронність переміщення двох і більше гідродвигунів можна забезпечити також дозаторами зворотно-поступального або обертального руху, тобто пристроями, які виконують функції і насосів і двигунів. В приводі, де синхронізація здійснюється подвійним дозатором зворотно-поступального руху (рис. 2.4) [12], рідина, що нагнітається насосом 5, через панель керування 4 подається в порожнини 6 і 9 дозатора 7. З порожнин 8 і 3 рідина витискується в нижні порожнини гідроциліндрів 1 і 2, що синхронізуються. На зворотному ході рідина подається в штокові порожнини гідроциліндрів 1 і 2, а з поршневих порожнин витискується в дозувальний гідроциліндр 7. При однакових розмірах гідроциліндрів, що синхронізуються і порожнин 8, 3 дозувального гідроциліндра забезпечується синхронність переміщень. Точність синхронізації визначається: ступенем стискування рідини в гілках (навантаженнями), витокami, відхиленнями розмірів робочих і дозувального гідроциліндрів від номінальних і об'ємними температурними змінами рідини і механічних ланок. Такий спосіб синхронізації широко застосовується в приводах подач багатшпindelьних свердлильних головок агрегатних верстатів.

Більш ефективно для отримання синхронних переміщень застосування дозаторів обертання (рис. 2.5). Такий спосіб широко використовується в агрегатних верстатах, пресах і інших машинах. Працює привод таким чином. Рідина від насоса (див. рис. 2.5) через золотник реверса 8 надходить до гідродвигунів-дозаторів 2 і 7, вали яких з'єднані жорсткою муфтою, а далі в нижні порожнини гідроциліндрів 3 і 6. Якщо питомі витрати дозаторів 2 і 7 рівні, то в гідроциліндри 3 і 6 надходять рівні витрати рідини, в результаті чого штоки 4 і 5 рухаються синхронно. При однакових навантаженнях $P_1 = P_2$ дозатори 2 і 7 працюють в рівних умовах і тому забезпечують рівні витрати в гілках. Якщо ж, наприклад, $P_1 > P_2$, то дозатор 2 працює як проміжний насос, що підвищує тиск p_n , який

розвивається насосом 1, до величини p_1 , що необхідна для подолання зовнішнього навантаження P_1 . Дозатор 7, що знаходиться в лінії менш навантаженого гідроциліндра 6, стає додатковим приводом проміжного насоса-дозатора 2. В якості дозатора використовують гідродвигуни або насоси, що працюють в режимі двигунів.

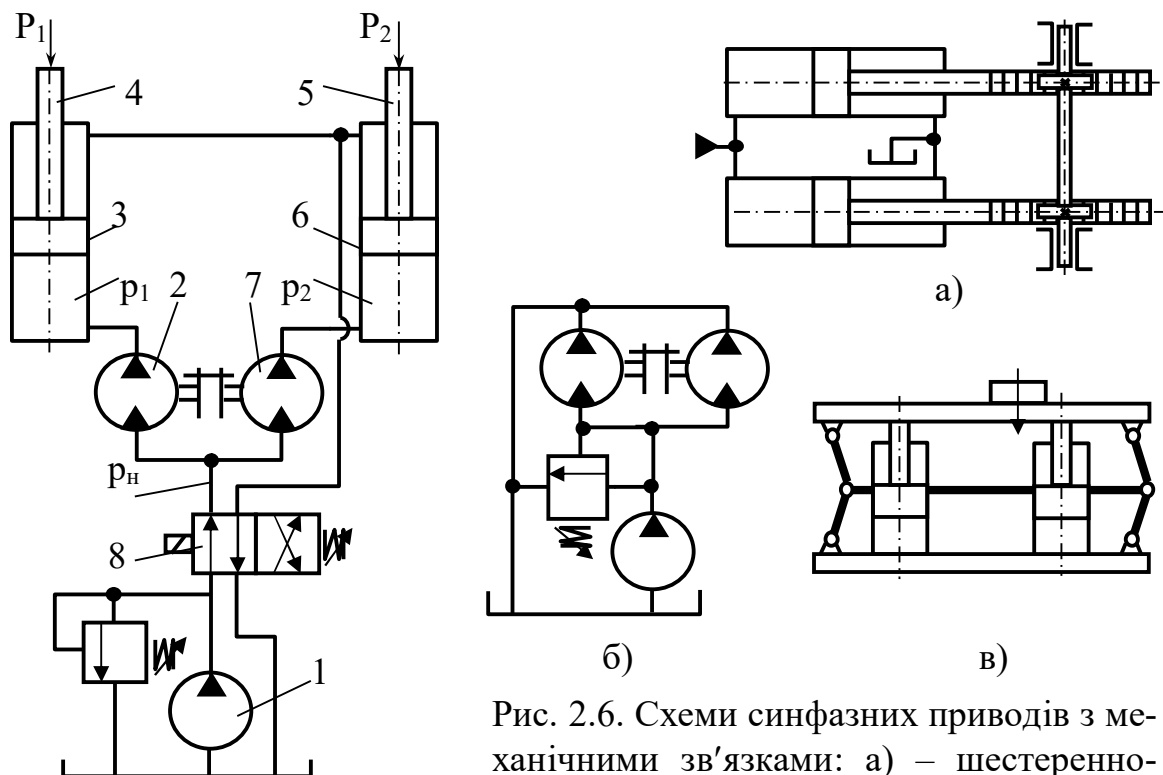


Рис. 2.5. Схема синхронізації дозатором обертання

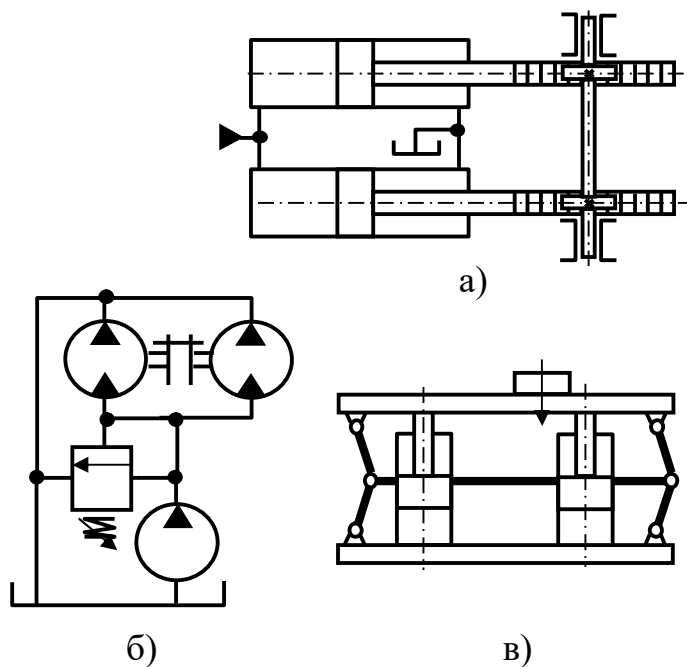


Рис. 2.6. Схеми синфазних приводів з механічними зв'язками: а) – шестеренно-рейковою; б) - шарнірним паралелограмом; в) - муфтою

Переваги такого способу синхронізації – широкий діапазон регулювання швидкостей, стабільність швидкості руху робочих органів при зміні навантажень, збільшення об'ємного ККД привода, можливість створення привода з нормалізованих вузлів. Істотний недолік способу - вплив витоків рідини в дозаторах на точність синхронізації

Підвищити точність синхронізації дозаторами обертання можна за допомогою пристрою, що автоматично вирівнює тиски в порожнинах об'ємів робочої рідини, які дозуються (в робочих порожнинах гідроциліндрів) при довільній зміні зовнішніх навантажень.

2.2. Синфазні гідравлічні приводи

В синфазних приводах синхронізація досягається дозуванням робочої рідини, що залежить від відносного положення гідродвигунів, які синхронізуються.

Приводи об'ємного регулювання. В даному випадку синхронізація забезпечується об'ємним дозуванням робочої рідини. В приводах з механічними ланками синхронізація реалізується механічними силовими зв'язками

гідродвигунів, або робочих органів, які приводяться ними в дію. Дані приводи характеризуються об'ємним перерозподілом робочої рідини, між гідродвигунами, що синхронізуються. Перерозподіл здійснюється автоматично за рахунок силових зв'язків (рис. 2.6) [12]. Точність синхронізації подібних приводів визначається деформацією ланок системи механічного зв'язку (зубчасте зачеплення, шарнірні з'єднання, муфти і т.п.), а також люфтами в їх з'єднаннях. Тому ланки механічних зв'язків повинні розраховуватись на повну потужність привода. Недоліками даних приводів при порівнянні простій конструкції є громіздкість, а також обмеження в розтошуванні гідродвигунів. Синфазність переміщення може досягатись регульованими гідронасосами і гідромоторами, що керуються механізмами зворотного зв'язку в залежності від положення робочих органів, що синхронізуються.

Приводи дросельного регулювання. В даних приводах синхронізація здійснюється дозуванням робочої рідини за допомогою різноманітних дросельних пристроїв, що керуються механізмами зворотного зв'язку за відносним положенням гідродвигунів. Синхронізація рухів може досягатись дискретним дозуванням рідини в залежності від відносного положення гідродвигунів, або періодичним зливом робочої рідини з випереджального гідродвигуна, або додаванням рідини у відстаючий гідродвигун [12].

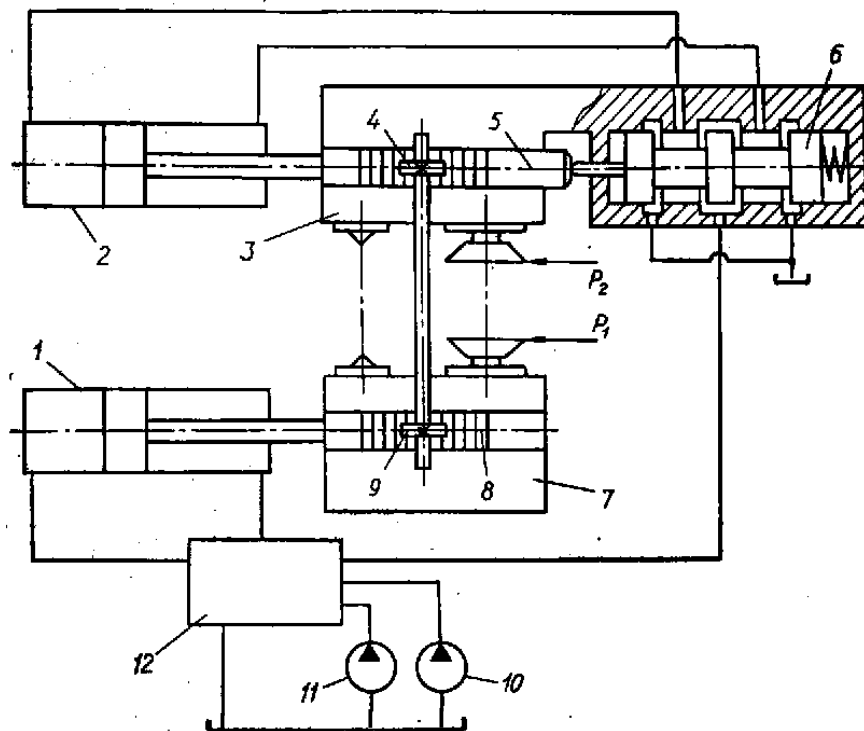


Рис. 2.7. Схема синфазного привода робочих головок фрезерно-центрувальних напівавтоматів

Для створення синфазних приводів широко застосовують слідкуючі пристрої. Наприклад, в схемі синфазного привода робочих головок фрезерно-центрувальних напівавтоматів (рис. 2.7) [28] один з гідроциліндрів задає, а інший є слідкуючим. Привод має насос прискорених переміщень 11 і робочих подач 10. До гідроциліндра, що задає робоча рідина подається через панель керування 12, а до слідкуючого гідроциліндра – через панель і дрослюючий розподільник з чотирикромковим золотником 6. Переміщення ведучої головки 7 за допомогою механізму зворотного зв'язку, що складається

панель керування 12, а до слідкуючого гідроциліндра – через панель і дрослюючий розподільник з чотирикромковим золотником 6. Переміщення ведучої головки 7 за допомогою механізму зворотного зв'язку, що складається

ся з рейки 8, вала з шестернями 9 і 4 і рейки 5, що плаває, передається на слідкуючий золотник 6, зміщення якого викликає подачу рідини до слідкуючого гідроциліндра 2 і переміщення веденої головки 3.

За аналогічною схемою працюють приводи з використанням одно- або двокромкового золотника або інших гідропідсилювачів. Характерна особливість таких приводів полягає в тому, що розузгодження δ в них визначається помилкою стеження, яка залежить від швидкості переміщення v і навантаження P_2 тільки слідкуючого гідроциліндра (головки): $\delta = f(v, P_2)$. В стійкому режимі ведуча головка зміщує золотник на величину статичної помилки стеження δ і тільки після цього починає рух ведена головка. Отже, в розглянутих приводах навіть при однакових навантаженнях і швидкостях переміщень робочих органів, що синхронізуються, тобто при оптимальних умовах синхронізації, розузгодження буде суттєвим.

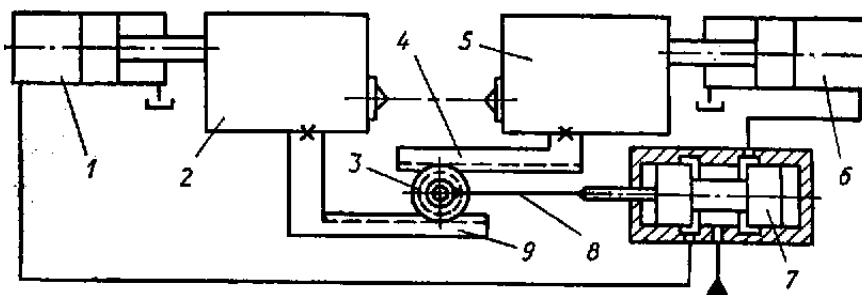


Рис. 2.8. Схема синхронізації слідкуючим дільником (суматором) потоку рідини

Диференціальність керування, а отже і підвищення швидкодії та чутливості можуть бути досягнуті в синфазних приводах з дільниками (суматорами) потоків робочої рідини, що керуються

за функцією відносного положення гідродвигунів, які синхронізуються. В приводі на рис. 2.8 синхронізація штоків гідроциліндрів забезпечується дільником 7, що керується механізмом зворотного зв'язку у вигляді рейок з планетарною шестернею. В даному випадку із робочими органами 2 і 5, що синхронізуються, жорстко зв'язані рейки 9 і 4, між якими розташована планетарна шестерня 3, яка через елемент зв'язку 8 керує положенням дільника 7, забезпечуючи ділення потоку рідини на дві рівні частини і подачу її в гідроциліндри 1 і 6. При розузгодженні переміщень робочих органів 2 і 5 планетарна шестерня 3 зміщується в бік переміщення робочого органа з більшою швидкістю і через елемент 8 переміщує дільник 7, збільшуючи дроселюючу щілину для проходу рідини до менш навантаженого (випереджального) гідроциліндра до тих пір, поки їх швидкості не вирівняться. Недолік подібних синфазних приводів – складність і громіздкість механізмів зворотного зв'язку, оскільки вони повинні мати достатню жорсткість і не мати люфтів.

3. Гідроімпульсний привод

Гідроімпульсний привод є одним з найефективніших приводів для реалізації корисних вібраційних і віброударних навантажень. Вказані навантаження знайшли застосування в різних галузях машинобудування, у ливарному виробництві, порошковій металургії, у виробництві вогнетривких матеріалів, будівництві, сільському господарстві і транспорті.

Високу ефективність процесів із застосуванням корисних вібрацій визначають особливості зміни фізико-механічних властивостей об'єктів обробки, а також характер силової взаємодії останніх з виконавчою робочою ланкою машини. Визначальним фактором інтенсифікації технологічних процесів є використання зовнішніх коливальних (пульсуючих) або періодичних ударних (імпульсних) впливів. Перевага того чи іншого фактора інтенсифікації визначає умовне ділення технологічних процесів, що розглядаються на вібраційні і віброударні [29].

Вібраційні технологічні процеси характеризуються коливальним гармонійним рухом об'єкта обробки або виконавчої робочої ланки. Такі механічні коливання з малими амплітудами відхилень і не занадто низькою частотою в техніці звичайно називають вібраціями.

Віброударні технологічні процеси характеризуються періодичним короткочасним одностороннім відхиленням від вихідного положення об'єкта обробки або виконавчої робочої ланки. Дані короткочасні відхилення з відносно малими амплітудами (вібрації) забезпечуються зовнішнім періодичним силовим впливом у вигляді ударних імпульсів розрахункової енергії.

Гідроімпульсний привод являє собою систему з розподільником дискретної дії - віброзбуджувачем, який забезпечує періодичне генерування імпульсів тиску робочої рідини в порожнині приводного гідроциліндра робочої ланки машини. На відміну від об'ємного гідропривода з насосно-аккумуляторною станцією, де енергія, що передається технологічній машині накопичується на весь робочий цикл в окремії, досить дорогій установці, в гідроімпульсному приводі використовується одноходовий гідроаккумулятор, який накопичує енергію тільки на один робочий хід машини, причому передача енергії робочому органу здійснюється періодично елементом розрядки - віброзбуджувачем, з чітким взаємозв'язком між енергією гідроаккумулятора і тиском в гідросистемі. Таким чином, привод дозволяє регулювати робочі параметри машини за енергією імпульса.

В гідроімпульсному приводі об'єднуються властивості об'ємного і (при визначених параметрах) динамічного гідроприводів, тобто передача механічної енергії робочої рідини здійснюється як за рахунок зміни об'ємів робочих камер, так і за рахунок взаємодії струменя рідини з робочим органом машини. Вказані особливості гідроімпульсного привода визначають його переваги - підвищену енергоємність і надійність, значну швидкодію, низьку металомісткість, широкі можливості реалізації різноманітних схем і

режимів навантаження, регулювання параметрів навантаження, - важливі для цілого ряду технологічних процесів, найчастіше усього тих, що здійснюються на машинах ударної дії при короткочасному робочому навантаженні великої потужності з високою частотою (до 30 Гц).

Найширше даний привод застосовується у вібропресах і вібропрес-молотах для обробки неметалевих порошкових матеріалів, вогнетривких і керамічних мас, в будівельних і дорожніх машинах, які здійснюють забивання паль або віброущільнення ґрунтів, в стендах для прискорених випробувань деталей і вузлів машин на надійність і довговічність, в сільськогосподарських садових збиральних машинах. Перспективно використання гідроімпульсного приводу на транспорті, в пристосуваннях для розвантаження вагонів із сипкими вантажами.

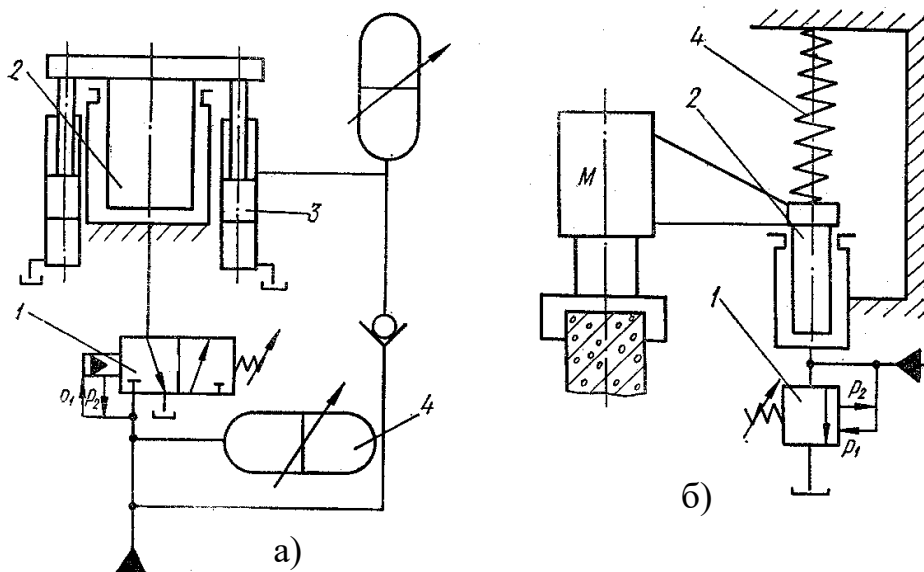


Рис. 3.1. Схеми вібраційних та віброударних машин з гідроімпульсним приводом: а) - з віброзбуджувачем «на вході»; б) - з віброзбуджувачем «на виході»

Наявність в приводі віброзбуджувача також визначає особливості його роботи. Закон зміни тиску робочої рідини залежить від способу підключення віброзбуджувача (рис. 3.1): «на вході» - коли періодичне з'єднання робочої порожнини гідроциліндра 2 з напірною гідролінією і зливом здійснюється через триходовий двопозиційний віброзбуджувач 1 (див. рис. 3.1, а) і «на виході» - коли робоча порожнина гідроциліндра 2 з'єднана з напірною лінією безпосередньо, а зі зливом її періодично з'єднує віброзбуджувач 1 (див. рис. 3.1, б). Схема «на вході» застосовується у вібропресах, вібротрамбівках і інших машинах з підвищеними вимогами у відношенні енергії імпульсу, швидкохідності і ККД. В залежності від розрахункової енергії одного ходу робочої ланки 2 здійснюється зарядка одноходового гідроакумулятора 4 від напірної магістралі до максимального тиску $p_{\max} = p_1$, при якому віброзбуджувач відкриється (права позиція за схемою) і забезпечить розрядку гідроакумулятора на робочу ланку 2. По мірі розря-

дки тиск в системі падає до мінімальної величини $p_{\min} = p_2$, віброзбуджувач 1 закривається (ліва позиція), а порожнина гідроциліндра з'єднується зі зливом, після чого під дією гідропружин 3 робоча ланка 2 повертається у вихідне положення. Частина корисної роботи може бути виконана наприкінці зворотного ходу (струшувальні та випробувальні машини).

До складу привода, принципова схема якого зображена на рис. 3.1, б, входить більш простий двоходовий двопозиційний віброзбуджувач 1, установлений в лінії зливу з порожнини гідроциліндра робочої ланки 2. Рідина по напірній магістралі подається безпосередньо в порожнину гідроциліндра і переміщує робочу ланку 2 догори. При досягненні в порожнині гідроциліндра тиску $p_{\max} = p_1$ віброзбуджувач 1 з'єднує її зі зливом. В процесі повернення робочої ланки у вихідне положення при відкритому віброзбуджувачі під дією пружини 4 або сил тяжіння ударних частин (mg) робочої ланки 2 тиск в системі падає до величини $p_{\min} = p_2$ і віброзбуджувач 1 закривається після припинення витрат зливу. В даній схемі відсутній гідроаккумулятор в тому вигляді, як він зображений на рис. 3.1, а. Роль аккумулятора енергії виконує або пружина 4, або ударні частини робочої ланки, від висоти яких залежить накопичена енергія (mgh). Дана енергія виконує корисну роботу при відкритому на злив віброзбуджувачі, забезпечуючи вільний хід робочої ланки вниз. Схема “на виході” застосовується в палейбійних молотах і в швидкохідних ковальсько-штампувальних машинах.

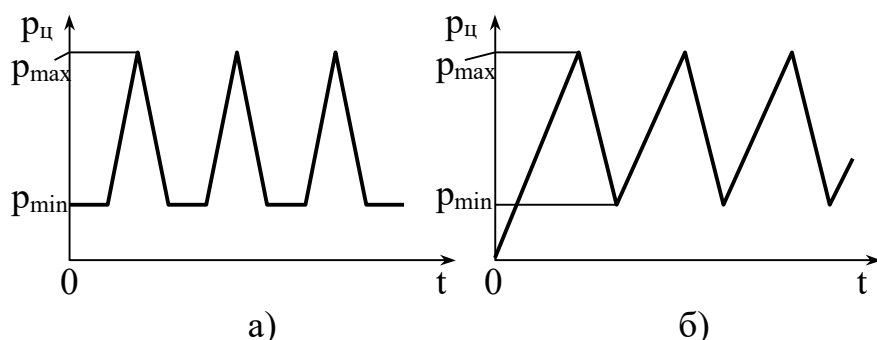


Рис. 3.2. Циклограми зміни тиску робочої рідини в порожнині гідроциліндра гідроімпульсного привода: а) – при “імпульсному” характері зміни тиску; б) – при “трикутному” характері

Відповідно закон зміни тиску робочої рідини в порожнині гідроциліндра в залежності від схеми підключення: “на вході” або “на виході” буде мати “імпульсний” (рис.3.2, а) або “трикутний” (рис.3.2, б) характер.

Одним з найбільш перспективних напрямків використання гідроімпульсного привода є створення на його основі інерційних вібропрес-молотів (ІВПМ), призначених для формоутворення заготовок виробів з пластичних і непластичних порошкових матеріалів [29].

Базовою конструкцією вібропресів ІВПМ є схема подана на рис. 3.3. Підключення віброзбуджувача до порожнини А основного гідроциліндра б можливе за схемами “на вході” і “на виході”. В осьовій розточці станини 7 розташований плунжер б виконавчої робочої ланки (вібростолу), зв'язаної зі станиною елементами пружнього повернення 5. Напрямні колони 4 ру-

хомої траверси 3 пропущені в розточки станини, а на нижній поперечці 8 закріплений гідроциліндр 9 установчих переміщень і додаткового статичного притиску траверси 3. Станина 7 розташовується на амортизуючих елементах 10. В залежності від вимог технології на машині, створеній за

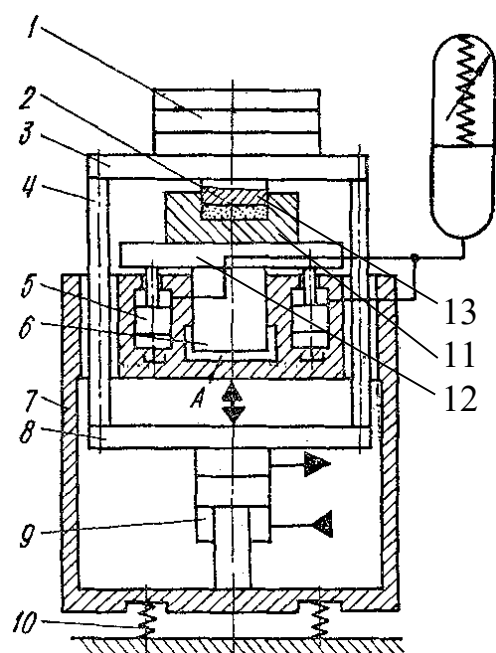


Рис. 3.3. Схема інерційного вібропрес-молота з гідроімпульсним приводом (ІВПМ) базової моделі

такою схемою можна забезпечити вібраційний або віброударний режим обробки, який визначається умовами взаємодії рухомих елементів машини і способом підключення апаратури керування гідроімпульсного привода. Перед початком робочого циклу заготовка 2 з порошкового матеріалу завантажується в прес-форму 11 закріплену на столі 12. Зверху на заготовку встановлюється пуансон 13, з'єднаний з рухомою траверсою 3. Гідроімпульсний привод вібропреса приводиться в дію і тиск в порожнині А починає періодично змінюватись за законом, що залежить від обраної схеми підключення віброзбуджувача, а також налаштувальних параметрів режиму. На етапі збільшення тиску в порожнині А плунжер 6 і зв'язані з ним стіл 12, прес-форма 11 із заготовкою 2, пуансон 13, траверса 3 і інерційні вантажі 1 переміщуються догори. При цьому під дією інерційного навантаження здійснюється ущільнення заготовки 2 зверху; робоча рідина у верхніх порожнинах елементів пружного повернення 5 стискається. На етапі з'єднання порожнини А зі зливом тиск в ній зменшується, рухомі елементи вібропреса під дією власних сил тяжіння і сили пружності стиснутих елементів 5 повертаються у нижнє положення; наприкінці зворотного ходу столу в момент його удару зі станиною здійснюється додаткове навантаження заготовки 2 з боку пуансона. При необхідності, під час робочого циклу, крім інерційного навантаження, що створюється траверсою 3 і вантажами 1, допоміжним гідроциліндром 9 може забезпечуватись також і статичне навантаження заготовки в прес-формі.

Розглянемо конструкцію і принцип дії основного елемента гідроімпульсного привода - віброзбуджувача, за допомогою якого здійснюється керування імпульсами тиску в робочих порожнинах вібраційних і віброударних машин і тим самим забезпечуються короткоходові переміщення їх виконавчих ланок, а також регулювання робочих параметрів навантаження: частоти і амплітуди імпульсів тиску і енергії, що передається виконавчим ланкам. Вибір конструктивної схеми віброзбуджувача для різних варіантів керування гідроімпульсним приводом залежить, головним чином,

від параметрів останнього: витрат, тиску, частоти подачі і енергії імпульсів, ККД. Всі вібробудувачі розділяються на однокаскадні і двокаскадні і виконуються дво- або триходовими (див. рис. 3.1). Для керування гідроімпульсним приводом малої і середньої потужності з розрахунковою енергією одного ходу до 1 кДж рекомендується застосовувати однокаскадні вібробудувачі з тиском настроювання спрацьовування до 12 МПа.

За аналогією із запобіжними клапанами в залежності від типу виконання запірних органів вібробудувачі поділяють на: шарикові (рис. 3.4) із золотниковим перекриттям Δ , що утворюється горизонтальною діаметральною площею шарика 1 і розточкою корпуса; стаканні (з конічним запірним органом) - перемінна площа підйому; клапанні; золотникові.

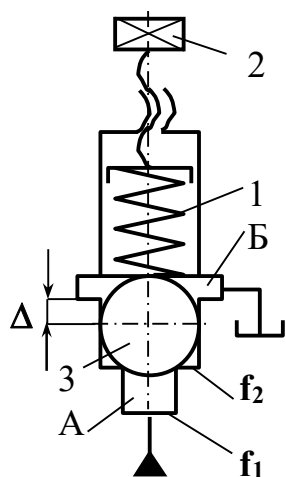


Рис. 3.4. Шариковий однокаскадний вібробудувач

Принцип дії всіх однокаскадних вібробудувачів оснований на відкритті запірного органа при досягненні в системі тиску настроювання спрацьовування p_1 , що визначається зусиллям зтягування пружини, і забезпеченні з'єднання напірної лінії зі зливом або з порожниною гідроциліндра до тих пір, поки тиск з боку напірної гідролінії не знизиться до величини p_2 . У вихідному положенні шарикового запірного органа 3 (див. рис. 9.4) робоча рідина від насоса надходить в напірну порожнину А вібробудувача і оскільки шарик притиснутий до сідла осьової розточки в корпусі пружиною 1, зусилля зтягування якої можна регулювати гвинтом 4, тиск в порожнині А починає збільшуватись. При зростанні тиску до деякої настроювальної величини відкриття $p_{max} = p_1$ зусилля $P_1 = p_1 f_1$, що він створює по первинній площі підйому f_1 переважає зусилля $P_{пр}$ зтягування пружини ($P_1 > P_{пр}$),

шарик відривається від сідла, при цьому зусилля, що створюється на ньому тиском робочої рідини різко збільшується до значення $P_1' = p_1 f_2$, внаслідок ступінчастого збільшення площі підйому ($f_2 > f_1$). Тому, не дивлячись на незначне падіння тиску в напірній порожнині А, викликане збільшенням об'єму, що стискається, шарик продовжує зміщуватись в осьовому напрямку, проходить перекриття Δ і забезпечує з'єднання напірної А та зливної Б порожнин. Повернення запірного органа у вихідне положення відбувається в момент коли тиск в порожнині Б, а разом з тим і у всій гідросистемі падає до настроювальної величини $p_{min} = p_2$ і зусилля $P_2 = p_2 f_2$, що створюється ним на шаріку стає меншим сили зтягування пружини: $P_2 < P_{пр}$. Шарик притискується пружиною до сідла, напірна і зливна гідролінії роз'єднуються. Тиск в порожнині А знову починає збільшуватись. Робочий цикл спрацьовування вібробудувача повторюється.

Однокаскадні вібробудувачі відрізняються простотою конструкції, низькою вартістю виготовлення, надійністю експлуатації і можливістю

легкої заміни елементів, що швидко зношуються. Складність поєднання високих тисків (вище 16 МПа) і значних миттєвих витрат (вище $10^{-2} \text{ м}^3/\text{с}$) в однокаскадних вібробудувачах викликала необхідність використання другого каскаду, який виконує функції основного запірного органа з розрахунковим умовним проходом d_y . Керування другим каскадом здійснюється однокаскадним вібробудувачем, розрахованим на потрібне підвищення тиску спрацьовування і незначні витрати керування, що дещо знижує ККД гідроімпульсного привода. Однак використання двокаскадних вібробудувачів дає можливість створювати вібропреси типу ІВПМ з миттєвою потужністю 60 – 100 Вт і з енергією одного робочого ходу вище 4 кДж, підвищити надійність спрацьовування і покращити динамічні характеристики елементів керування гідроімпульсним приводом в діапазоні частот 40 – 60 Гц при миттєвих витратах до $0,1 \text{ м}^3/\text{с}$.

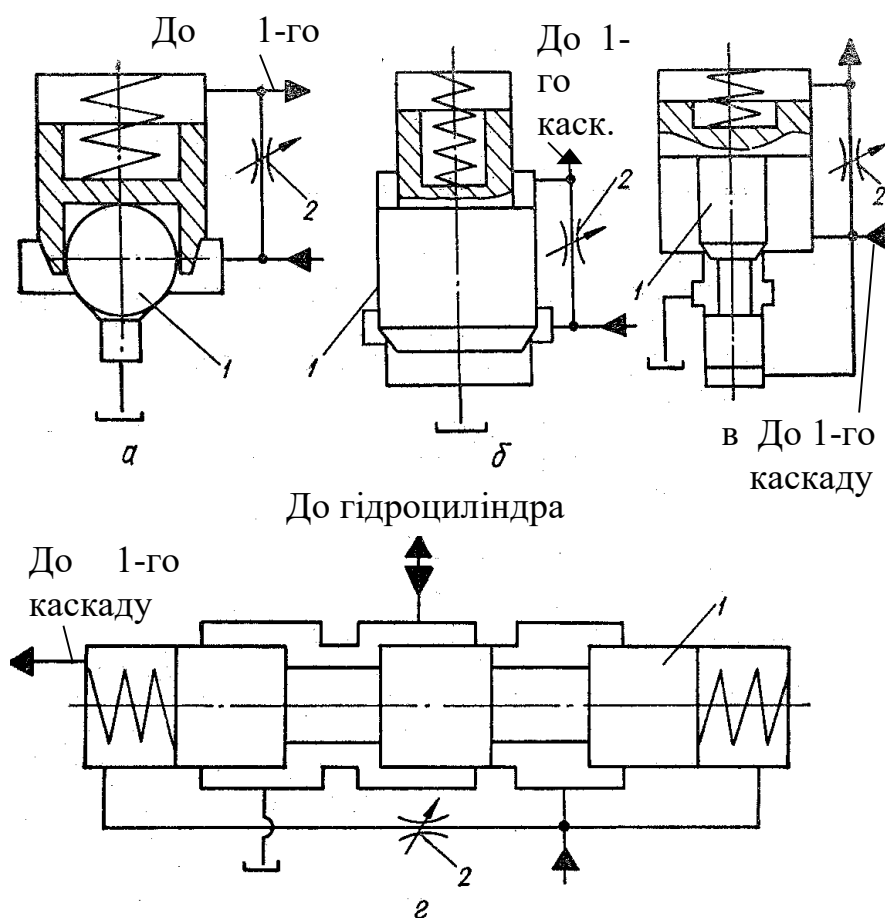


Рис. 3.5. Схеми двокаскадних вібробудувачів: із запірним органом у вигляді шарика (а), двоступінчастого диференціального клапана (б), грибоподібного поршня (в), трищілинного золотника (г)

В двокаскадних вібробудувачах застосовуються такі способи герметизації різними конструктивними елементами, за якими визначається розрахункове значення d_y : шарикові елементи (рис. 3.5, а) зі зцентрованим запірним органом 1; двоступінчасті диференціальні клапани (рис. 3.5, б) поршневого типу з конічною герметизуючою фаскою 1; грибоподібні пор-

пні 1 з клапанним або золотниковим перекриттям (рис. 3.5, в), виконаним за аналогією з існуючою стандартною контрольно-регульовальною арматурою; золотникові поршні з трищільним золотником 1 (рис. 3.5, г), що застосовуються головним чином для триходових вібробуджувачів. Керування другим (основним) каскадом вібробуджувача здійснюється за допомогою перепаду тисків на дроселі 2, що виникає в момент спрацювання першого каскаду (сервоклапана). Сервоклапан може бути зібраним за будь-

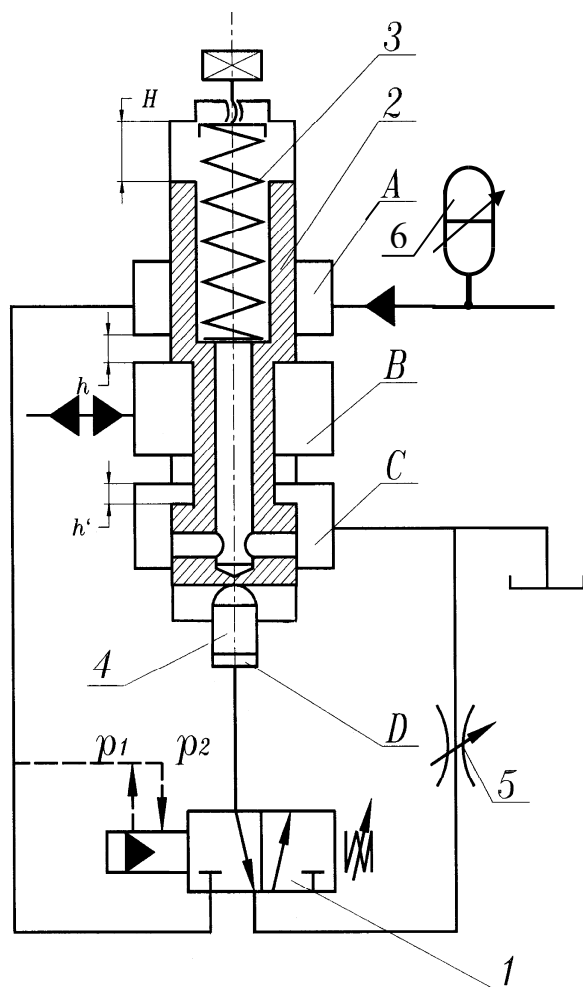


Рис. 3.6. Схема двокаскадного триходового вібробуджувача із золотниковим запірним елементом

якою зі схем однокаскадних вібробуджувачів, в залежності від вимог, що пред'являються до швидкодії, ККД, витрат і тиску. Керування двоходовим запірним органом другого каскаду у вібробуджувачах, що встановлюються в зливній магістралі, звичайно здійснюється за допомогою однокаскадних сервоклапанів із золотниковим перекриттям Δ (див. рис. 3.4), який забезпечує надійне підхоплювання по вторинній площі підйому f_2 і падіння тиску в системі практично до $p_2 = 0$. Для двокаскадних двоходових вібробуджувачів, що встановлюються між одноходовим гідроаккумулятором і порожниною гідроциліндра привода столу виконавчої робочої ланки машини, рекомендується сервоклапан зі штовхачем, причому його запірний орган може бути виконаним не тільки у вигляді конічного клапана з хвостовиком, але і у вигляді двощільного золотника. Вібробуджувачі подібного типу звичайно призначені для високочастотних технологічних процесів і працюють при неповному розвантаженні ($p_2 \neq 0$).

Вібробуджувач із золотниковим запірним органом (рис. 3.5, г) другого каскаду у поєднанні із сервоклапаном, що має штовхач, застосовується в гідроімпульсних приводах, миттєва гідравлічна потужність яких дорівнює 40 - 60 кВт, а миттєві витрати рідини - $10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с}$.

На рис. 3.6. подана схема універсального типового двокаскадного триходового двопозиційного вібробуджувача зі зворотним зв'язком по тиску, який широко застосовується в приводах ІВПМ. Вібробуджувач містить два каскади - обидва золотникового типу (клапан першого каскаду 1

показаний принципово). Сервоклапан 1 керує спрацьовуванням другого основного каскаду (клапан 2). На початку циклу спрацьовування клапан 1 закритий (ліва позиція за схемою), а клапан 2 знаходиться в нижньому вихідному положенні. Робоча рідина від насоса підводиться у порожнину А клапана 2; порожнина керування В додатним перекриттям h золотника відокремлена від порожнини А, а від'ємним перекриттям h' з'єдана зі зливною порожниною С. В зв'язку з цим, одноцикловий гідроаккумулятор 6 заряджається, а гідроциліндр гідроімпульсного привода, внаслідок того, що його робоча порожнина сполучається з порожниною В - здійснює холостий хід. При збільшенні тиску робочої рідини в порожнині А до настроювальної величини відкриття p_1 клапан 1 відкривається (права позиція за схемою) і робоча рідина з напірної порожнини під тиском p_1 підводиться в порожнину D штовхача 4. В результаті золотник другого каскаду 2 під дією зусилля, що створюється тиском робочої рідини на площі штовхача 4, долає зусилля затягування пружини 3 і зміщується догори, з'єднуючи порожнину керування В і робочу порожнину виконавчого гідроциліндра з напірною порожниною А і гідроаккумулятором 6. Одночасно порожнини В і С роз'єднуються. Гідроаккумулятор 6 розряджається в порожнину гідроциліндра і поршень або плунжер останнього здійснює робочий хід. Закриття клапана 1 відбувається (ліва позиція) в момент, коли тиск в порожнині А падає до настроювальної величини p_2 . Порожнина D сполучається зі зливом, тиск в ній зменшується і золотник 2 зі штовхачем 4 під дією пружини 3 повертаються у вихідне нижнє положення. Порожнина В від'єднується від порожнини А і з'єднується зі зливною порожниною С. Робочий цикл спрацьовування вібробуджувача повторюється. Швидкість підйому золотника другого каскаду можна регулювати зміною попереднього стискання пружини 3, а швидкість повернення визначається площею прохідного перерізу дроселя 5.

В наш час розвиток гідроімпульсного привода продовжується за двома основними напрямками: розробляється та досліджується спеціальна апаратура керування та регулювання гідроімпульсного привода – вібробуджувачі, що забезпечують роздільну і точну зміну параметрів навантаження за частотою, амплітудою та енергією, яка передається [30]; створюються конструкції машин з гідроімпульсним приводом різного призначення, в тому числі і для багатокомпонентного віброударного пресування заготовок складнофасонних і великогабаритних виробів [31].

4. Гідралічні вузли допоміжних верстатних механізмів

4.1. Гідроприводи затискувальних патронів

Для затискання деталі, що обробляється в патронах токарних верстатів застосовуються гідроциліндри, що обертаються, які закріплюються на задній частині шпинделя і зв'язуються з патроном за допомогою спеціальної тяги, що проходить через отвір в шпинделі. Гідроциліндри повинні мати блокування, що виключають можливість аварії при незатиснутій кулачками патрона деталі або випадковому падінні тиску в гідросистемі (в тому числі і при обриві гідроліній) [32, 33, 34].

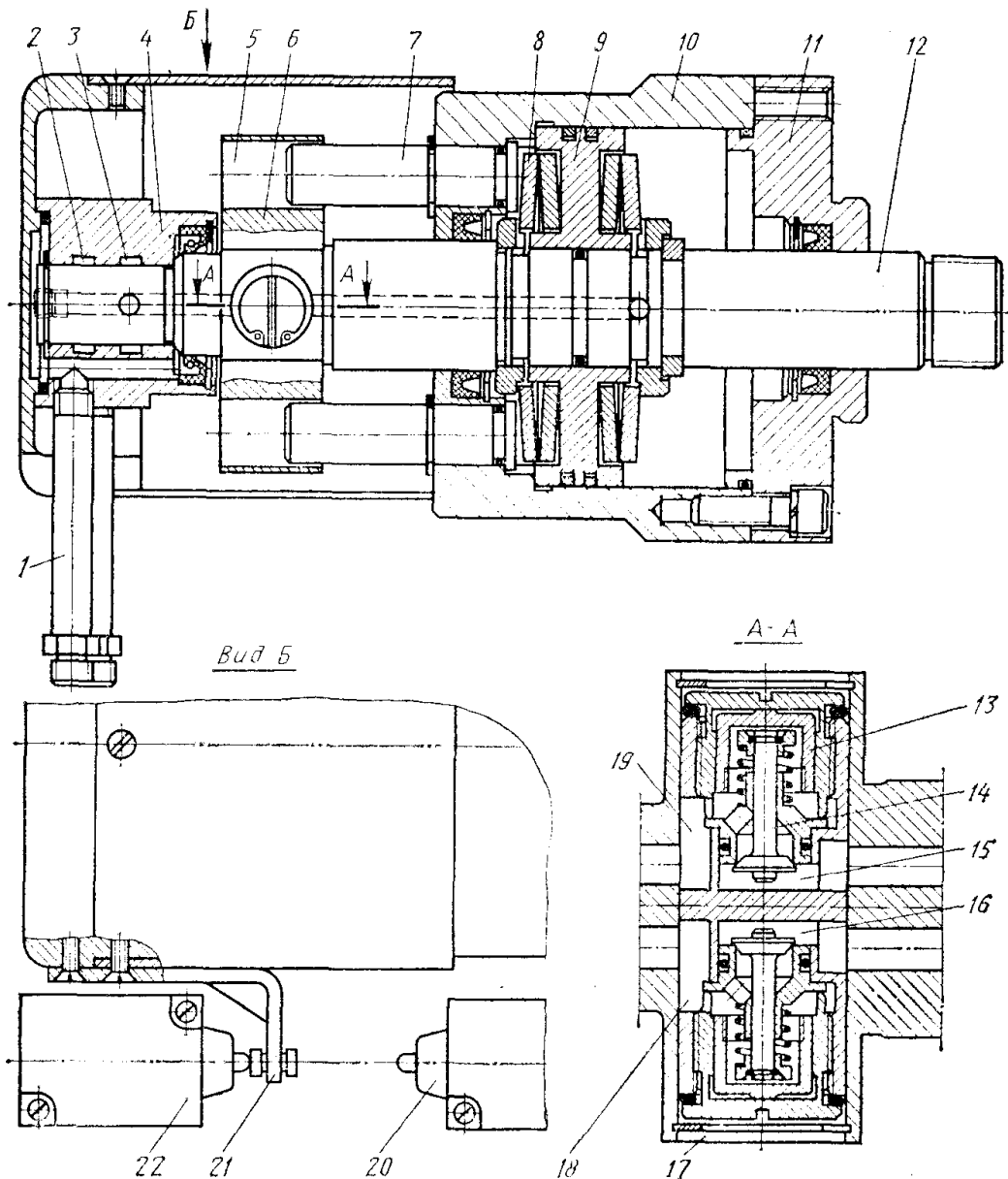


Рис. 4.1. Конструкція гідроциліндра, що обертається, привода затискуального патрона для токарних верстатів

Нещодавно була розроблена оригінальна конструкція гідроциліндра [35], яка задовольняє зазначені вимоги. Всередині гідроциліндра 10 (рис.4.1), закритого кришкою 11, переміщується шток 12, пов'язаний з по-

39].

У вихідному положенні електромагніти розподільників 1 і 2 (рис.4.2) відключені від живлення. При повороті вмикаються електромагніти розподільників 1 (гідроциліндр 12 розчіплює торцеві зуб'ці зубчастих вінців) і 2 (робоча рідина під тиском надходить в порожнину 8, забезпечуючи вихід фіксатора 11 з паза диска 10), штовхачем 7 золотник 3 типу ЗГ61-41М зміщується ліворуч, з'єднуючи камери гідромотора з напірною і зливною лініями. Гідромотор через зубчасту передачу повертає планшайбу в напрямку, вказаному стрілкою. При підході до заданого кутового положення пристрій пошуків в зоні кута α відключає електромагніт розподільника 2, в результаті чого фіксатор 11 пружиною 6 і тиском в торцевій порожнині золотника 3 притискається до зовнішньої циліндричної поверхні диска 10. Далі при повороті в межах кута β у відповідності із профілем диска фіксатор 11 разом із золотником 3 зміщується праворуч (за схемою), і золотник своїми конусними поверхнями дроселює потік робочої рідини одночасно на вході і на виході з гідромотора, забезпечуючи його плавне гальмування з контролем на шляху (ефективність гальмування може регулюватись шляхом зміни довжини штовхача 7). Після того, як фіксатор застрибує в паз диска, кінцевий вимикач 14 подає сигнал на відключення електромагніту 1, і гідроциліндр 12 вводить в зачеплення торцеві зубці, забезпечуючи точну фіксацію планшайби. При цьому можливість деякого провертання гідромотора забезпечується шляхом з'єднання його робочих камер через паз 4 золотника (оскільки хід фіксатора 11 праворуч обмежений упором, між фіксатором і пазом диска є боковий зазор). Блок мікрОВимикачів 13 дає сигнал на продовження циклу. Частота обертання при повороті може обмежуватись дроселем 5.

4.3. Гідроприводи ступінчастого регулювання швидкості

В ряді механізмів не вдається застосувати шляхове гальмування з керуванням від кулачка, встановленого на робочому органі (наприклад, в ланцюгових інструментальних магазинах), і для забезпечення високої точності позиціонування вимагається ступінчаста зміна швидкості руху при підході до заданої координати. В гідроприводі на рис. 4.3 [36] панель 1 ступінчасто змінює дроселювання на вході і виході потоків робочої рідини, що надходять в гідромотор 6 привода ланцюгового магазину. Реверс обертання гідромотора забезпечується розподільником 12, а зміна швидкості золотником 9 панелі. При відключених електромагнітах Е1 - Е3 пілотів золотник тиском робочої рідини в порожнині 11 піднімається у верхнє положення, при якому лінії підведення робочої рідини до гідромотора зачиняються. При вмиканні Е1 пружини штовхачів 2 і 3 опускають золотник до упору в шайбу 10, що відповідає мінімальному відкриттю дроселюючих щілин 7 і 8 ("повзуча" швидкість гідромотора). Вмиканням електромагніта Е2 через штовхач 3 забезпечується додаткове зміщення золотника вниз (другий ступінь швидкості), а вмиканням електромагніта Е3 - максимальне

зміщення вниз (третій ступінь), причому швидкості можуть регулюватись гвинтами 4 і 5. При гальмуванні електромагніти Е3, Е2, Е1 послідовно вмикаються, дякуючи чому досягається задана швидкість позиціонування при швидкості руху ланцюга до 30 - 40 м/хв і великій кількості інструментів (до 40 - 60 шт).

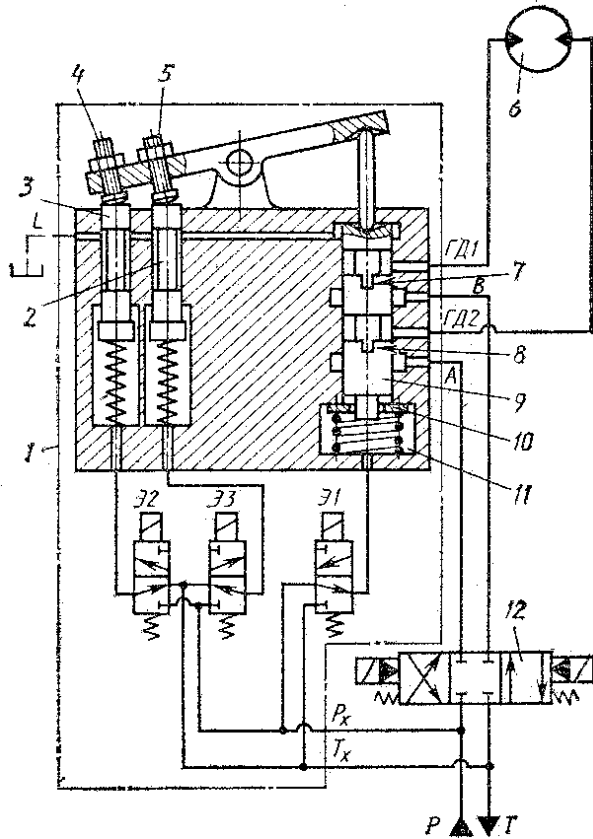


Рис. 4.3. Гідропривод ступінчастого регулювання швидкості: ГД1 і ГД2-лінії підключення гідродвигуна

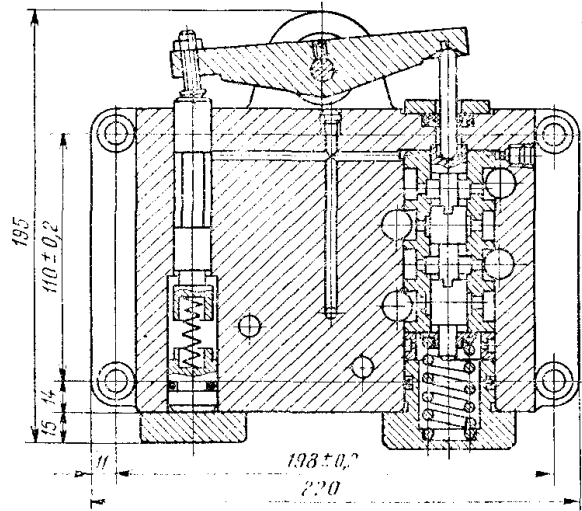


Рис. 4.4. Гідропанель ступінчастого регулювання швидкості

Конструкція гідропанелі показана на рис. 4.4.

4.4. Гідроприводи з шляховою зміною режимів тиску

В силових столах агрегатних верстатів і автоматичних ліній, а також в інших гідрофікованих механізмах вимагається реалізувати цикл руху робочого органа: швидке підведення (ШП), в тому числі з диференціальним вмиканням

гідроциліндра – одна або дві робочі подачі (РП) – швидке відведення (ШВ) – стоп у вихідному положенні. З цією метою може застосовуватись гідропривод (рис. 4.5, а) на базі гідропанелі ГП типу 2ПГ36-14 і гідроблока Г36-54, що установлюється на задній кришці гідроциліндра подачі ЦП. Гідроблок містить (рис. 4.5, б) три гідрокерованих клапани КГ1 – КГ3 вбудованого виконання, вбудований зворотний клапан КО, гідроклапан тиску ГД, гідророзподільники ГР1 і ГР2 типу ВЕ6. При відключених електромагнітах Е1 – Е3 клапани КГ1 – КГ3 і ГД зачинені, і силовий стіл нерухомий. Одночасним вмиканням електромагнітів Е1 і Е3 реалізується режим ШП, при якому порожнини керування клапанів КГ2 і ГД з'єднуються зі зливом, і потік робочої рідини в гідросистемі проходить таким чином:

$$P - KГ2 - Г_1 - ГП - Г_2 \left[A - \overrightarrow{ЦП/ЦП} - B - ГД - КО \right].$$

Коли кулачок, установлений на робочому органі, впливає на золотник ГП, потік робочої рідини, що надходить в гідроциліндр, плавно перекривається, а клапан КО з підсиленою пружиною забезпечує ефективне гальмування робочого органа. В кінці перехідного процесу ШП - 1РП золотник ГП з'єднує Ду зі зливною лінією, КО зачиняється і ЦП вмикається за звичайною схемою. В нижньому положенні золотника ГП реалізується тонка робоча подача 2РП.

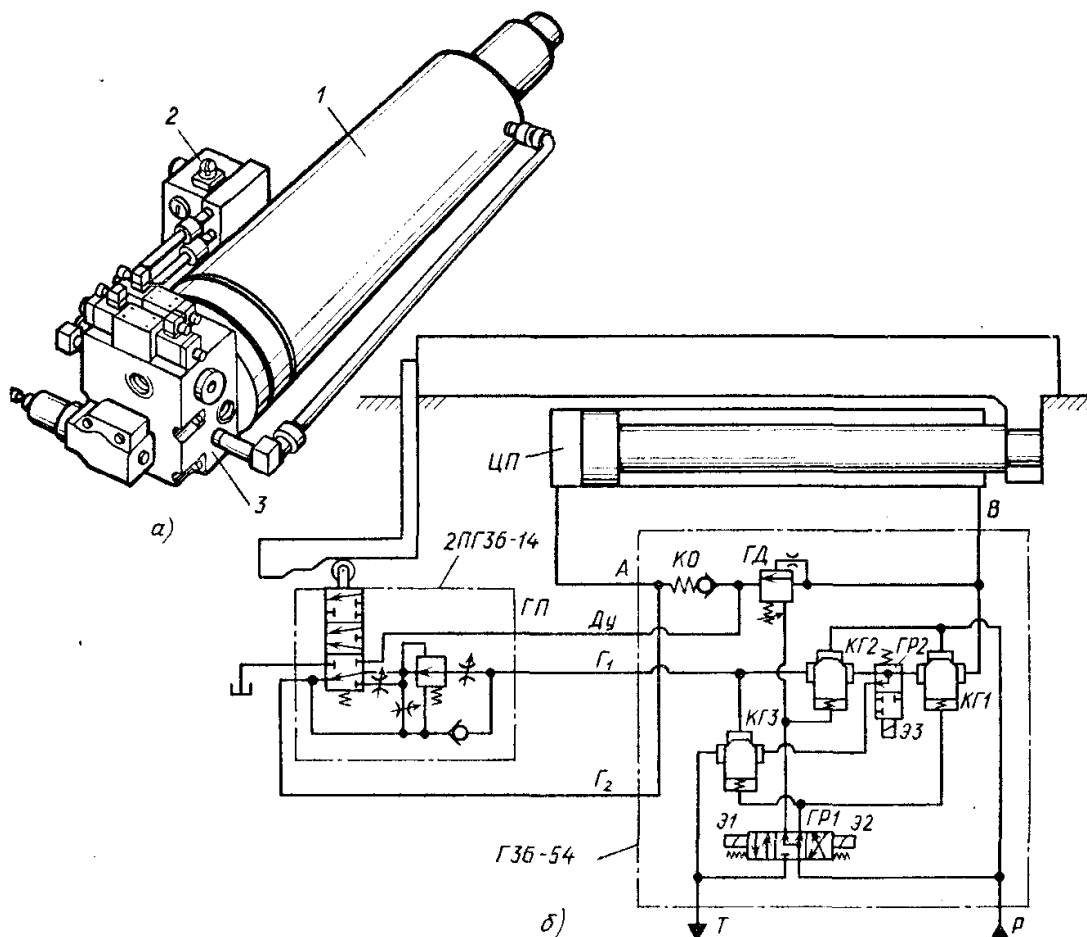


Рис. 4.5. Конструкція (а) і гідравлічна схема (б) гідропривода з шляховою зміною режимів руху: 1 -гідроциліндр подачі; 2 - гідропанель 2ПГ36-14; 3 - гідроблок Г36-54

В режимі ШВ одночасно вмикаються електромагніти Э2 і Э3, відкриваються клапани КГ1 і КГ3, і потік робочої рідини проходить таким чином: Р - КГ1- В - ЦП/ЦП - А- Г2- ГП - Г1- КГ3 - Т.

У вихідному положенні електромагніти вмикаються (при недостатній ефективності гальмування Э3 може відключитись з деякою затримкою). Можливі витoki через клапани КГ1 і КГ2 відводяться у зливну лінію через ГР2, що виключає можливість сповзання ЦП з вихідного положення.

5. Гідроприводи верстатів та обладнання автоматизованих виробництв

5.1. Гідроприводи токарних верстатів

В токарних верстатах гідроприводи застосовуються в затискних і фіксуєючих механізмах, копіювальних пристроях, пристроях для автоматизації циклу обробки (револьверні головки, інструментальні магазини), пристроях для перемикання швидкостей і зрівноваження вертикальнорозташованих супортів, приводах переміщення пінолі задньої бабки, приводах захисних засобів робочої зони, механізмах регулювання натягу пасів привода головного руху, приводах мастильних насосів і транспортерів стружки, пристроях гідростатичного розвантаження, механізмах подач.

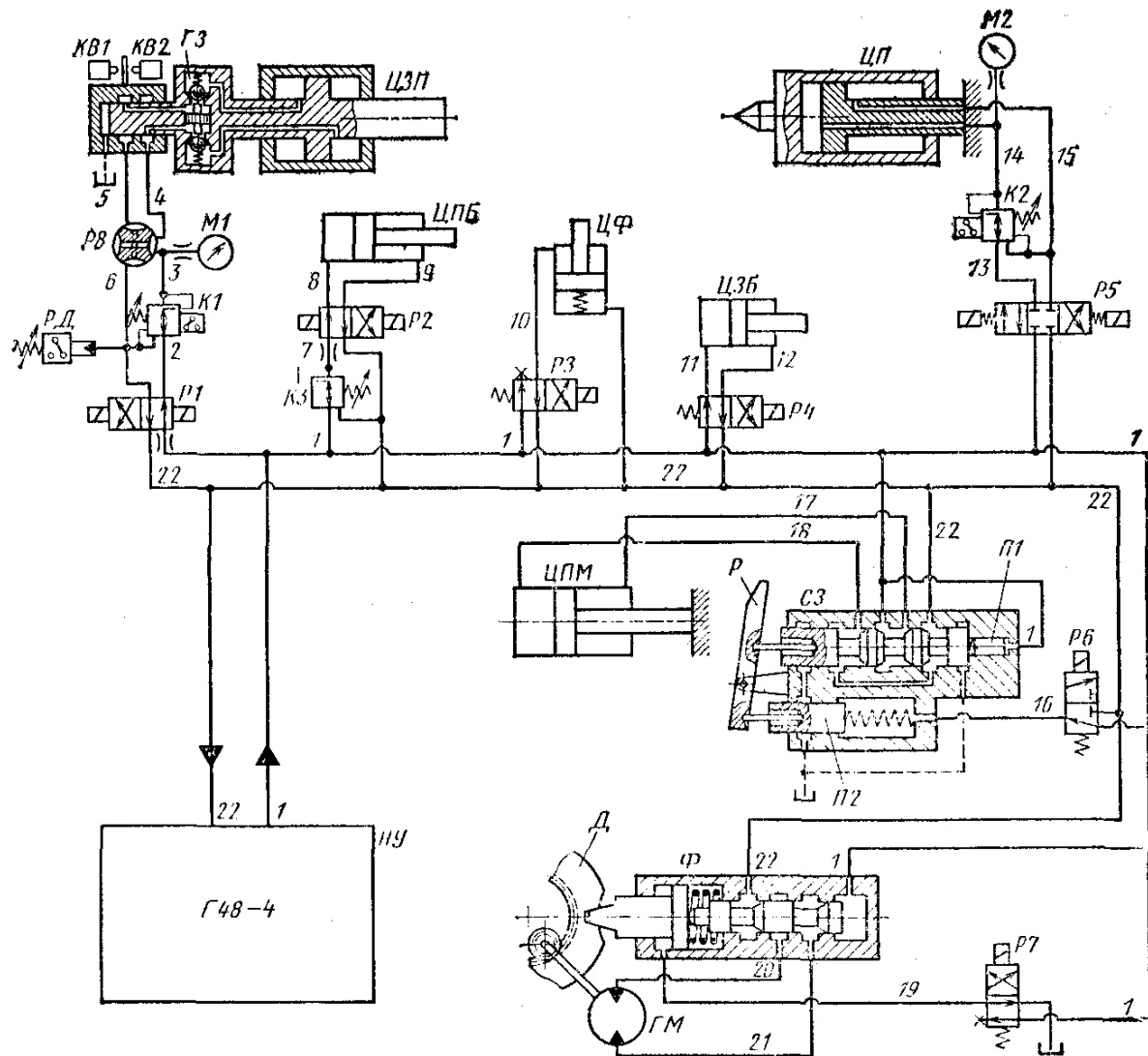
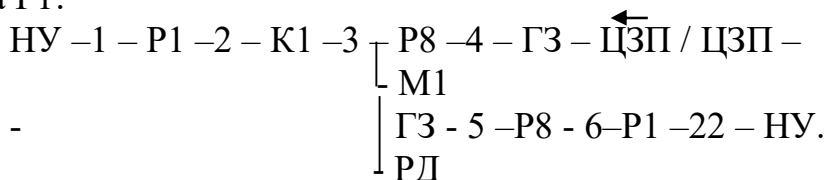


Рис. 5.1. Гідропривод токарного патронно-центрового напівавтомата з ЧПК моделі 1725МФ3

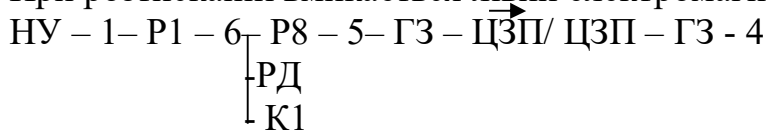
Гідропривод токарного патронно-центрового напівавтомата з ЧПК моделі 1725МФ3 показаний на рис. 5.1. Основні вузли: НУ– насосна установка Г48-4; гідроциліндри: ЦЗП– затискання патрона 140 × 40 Г29-32 (з гідрозамком ГЗ і кінцевими вимикачами КВ1 і КВ2), ЦП– переміщення

пінолі, ЦП– перемикання зубчастого блока, ЦФ– фіксації різцевого блока, ЦЗБ– затискання різцевого блока, ЦПМ– переміщення інструментального магазина; ГМ– гідромотор Г15-23 повороту інструментального магазина; СЗ– слідкуючий золотник інструментального магазина (з плунжерами П1 і П2 і важелем Р); Ф– фіксатор інструментального магазина; Р1– Р7– розподільники; Р8– розподільник НБГ71-31; К1, К2– клапани ЭПГ57-72; К3– клапан ПГ57-72; РД– реле тиску ПГ62-11; М1, М2– манометри.

При затисканні патрона вмикається правий електромагніт розподільника Р1:



При розтисканні вмикається лівий електромагніт:

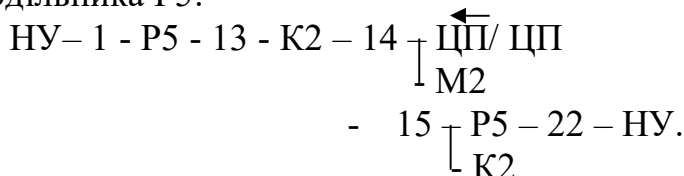


– Р8 – 3– К1 – 2– Р1 – 22 - НУ.

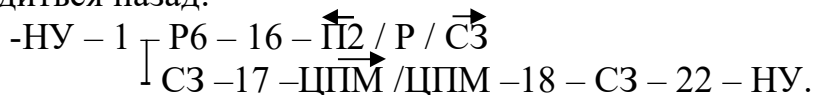
Коли поршень ЦЗП доходить до упору, РД дає сигнал на продовження циклу.

ЦПБ спрацьовує при вмиканні одного з магнітів розподільника Р2 (1–К3–7–Р2–8– $\overrightarrow{\text{ЦПБ}}$ / $\overrightarrow{\text{ЦПБ}}$ –9–Р2–22); ЦФ – при перемиканні Р3 (1–Р3–10– $\overleftarrow{\text{ЦФ}}$ / $\overleftarrow{\text{ЦФ}}$ -22); ЦЗБ – при перемиканні Р4 (1–Р4–11– $\overrightarrow{\text{ЦЗБ}}$ / $\overrightarrow{\text{ЦЗБ}}$ –12–Р4–22).

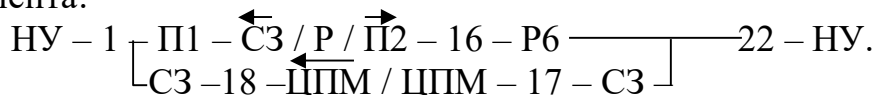
При підведенні пінолі задньої бабки вмикається лівий електромагніт розподільника Р5:



ЦПМ керується золотником СЗ, корпус якого установлений на каретці інструментального магазина. В положенні показаному на схемі, магазин відводиться назад:



Коли важіль Р доходить до упору, СЗ стає в нейтральне положення, і рух зупиняється. При вмиканні електромагніта розподільника Р6 СЗ плунжером П1 зміщується ліворуч, і магазин підводиться в позицію зміни інструмента:



Поворот магазина реалізується вмиканням магніту розподільника Р7:



Робота механізмів зміни інструмента і затискання патрона докладно описана в розділі 10 [32, 33, 34].

5.2. Гідроприводи шліфувальних верстатів

Гідроприводи забезпечують зворотно-поступальний рух стола або шліфувальної бабки, роботу механізмів подачі, пристроїв правки і автоматичного контролю, різноманітні блокування, вибірку зазорів, роботу підшипників шпинделя, мастильних пристроїв і інші функції [37, 38, 39].

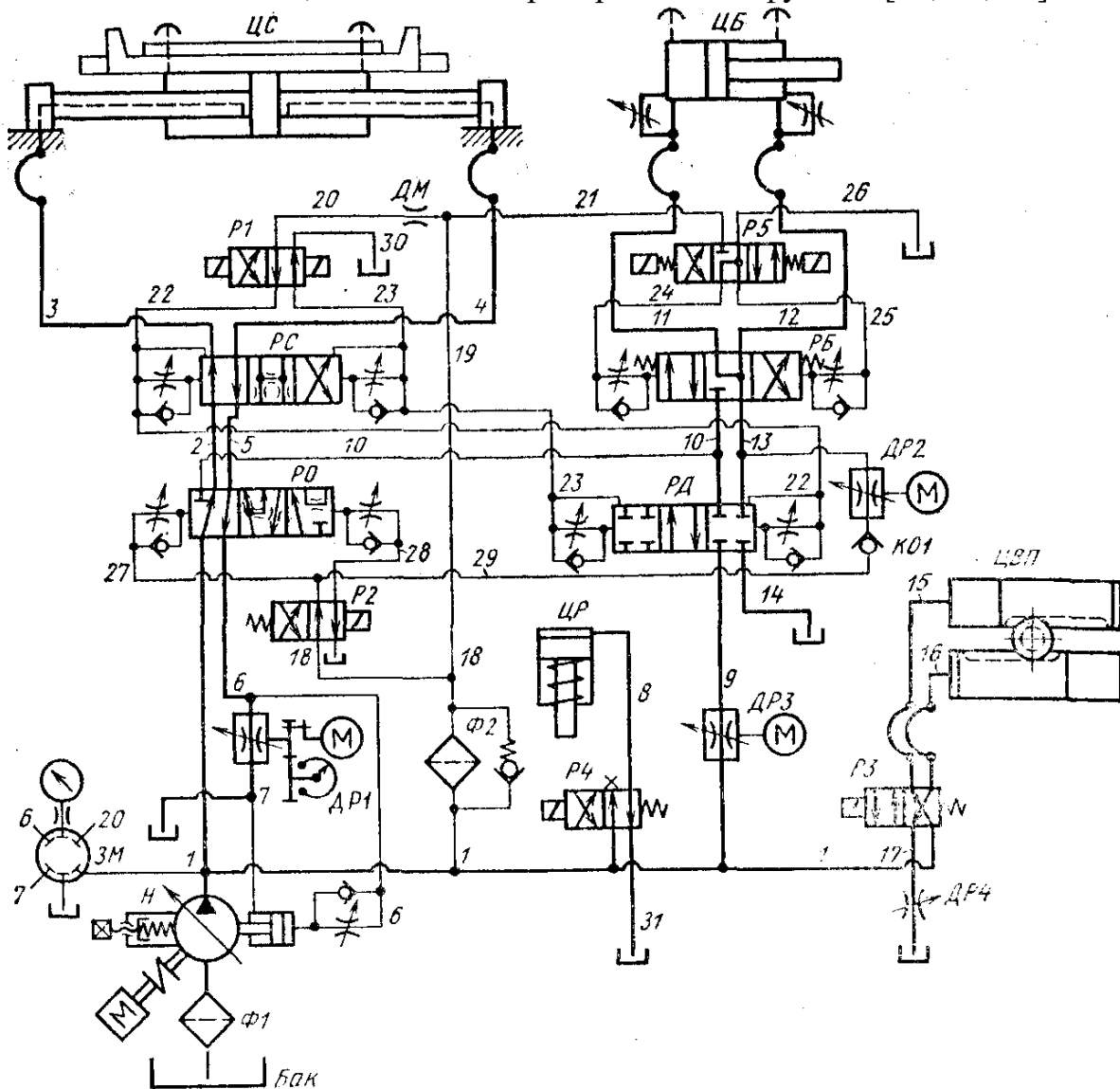


Рис. 5.2. Гідропривод плоскошліфувального верстата з прямокутним столом моделі 3Д722

Гідропривод плоскошліфувального верстата з прямокутним столом моделі 3Д722 показаний на рис. 5.2. Основні вузли: Н – регульований пластинчастий насос 2Г12-55АМ; гідроциліндри: ЦС – привода стола, ЦБ – шліфувальної бабки, ЦВП – механізму вертикальної подачі, ЦР – блокування ручного переміщення; розподільники: РС – керування столом, РО – керування зупинкою стола, РБ – керування шліфувальною бабкою, РД – дозу-

вальний, P1– P5 типу ВЕ6; ДР1 – ДР3 – дроселі з дистанційним електрокеруванням; ДР4 – дросель; ДМ – демпфер; КО1 – зворотний клапан; ЗМ–перемикач манометра ПМ6-320; Ф1, Ф2 – фільтри.

Схема виконана в положенні відповідному переміщенню столу ліворуч при зупиненій шліфувальній бабці:

Ф1 – Н – 1 – РО – 2 – РС – 3 – ЦС / ЦС – 4 – РС –
- 5 – РО – 6 – ДР1 – 7 – Бак.

Швидкість руху регулюється дроселем ДР1, перепад тисків на якому підтримується постійним за рахунок автоматичної зміни подачі насоса. Реверс руху столу забезпечується шляхом перемикавання Р1 за командою від електричних датчиків положення, установлених на столі. При цьому потік в лініях керування:

-Ф1–Н–1–Ф2–18–19–
-ДМ–20–Р1–23– $\begin{matrix} \leftarrow \text{РС} / \text{РС} \\ \downarrow \text{РД} / \text{РД} \end{matrix}$ –22–Р1–30–Бак.

Після перемикавання РС стіл реверсується.

Вмикання подачі шліфувальної бабки забезпечується одним з електромагнітів Р5. Так, якщо включений правий електромагніт, в системі керування:

Ф1 – Н – 1 – Ф2 – 18 – 19 – 21 – Р5 – 24 – \rightarrow РБ / РБ – 25 – Р5 – 26 – Бак.

При кожному реверсі столу одночасно з РС перемикається РД, золотник якого, проходячи через середнє положення, короткочасно з'єднує між собою лінії 9 – 10 і 13 – 14, забезпечуючи переривчасту подачу шліфувальної бабки зі швидкістю, що визначається настроюванням ДР3, а також дроселів, які регулюють час перемикавання РД. Потік робочої рідини в системі подачі:

Ф1 - Н - 1 - ДР3 - 9 - РД - 10 - РБ - 11 - ЦБ / ЦБ - 12 - РБ - 13 - РД - 14 - Бак.

Вертикальна подача виконується при вмиканні електромагніта Р3:

Ф1 - Н - 1 - Р3 - 16 - ЦВП / ЦВП - 15 - Р3 - 17 - ДР4 - Бак.

Рух столу препиняється після відключення електромагніта Р2:

Ф1 – Н – 1 - Ф2 – 18 – Р2 – 28 – РО / РО – 27 – Р2 – Бак.

В результаті РО об'єднує порожнини ЦС і з'єднує між собою лінії 1 і 10, забезпечуючи можливість реалізації безперервної подачі шліфувальної бабки шляхом вмикання одного з електромагнітів Р5. Якщо включений лівий електромагніт, то в системі відбувається таке:

Ф1-Н-1-РО-10-РБ-12-ЦБ/ЦБ- 11 - РБ - 13 - ДР2 - КО1 - 29 - Р2 - Бак.

ЦР спрацьовує при вмиканні електромагніта Р4 (Ф1-Н-1-Р4-8-ЦР↓); при відключенні електромагніта ЦР з'єднується з баком через лінію 31.

5.3. Гідроприводи фрезерних верстатів

У верстатах фрезерної групи застосовуються гідроприводи подач, гідравлічні і електрогідравлічні копіювальні пристрої, а також гідроприводи різноманітних допоміжних механізмів [32, 33, 34, 38, 39].

Гідропривод вертикально-фрезерного напівавтомата з ЧПК моделі ЛФ260МФ3 показаний на рис. 5.3. Основні вузли: насосна установка на базі Г48-8 містить бак, двопотоковий пластинчастий насос Н1 + Н2 типу 12Г12 - 32М, гідропанель РП типу ПГ53-24, маслоохолоджувач МО, фільтр Ф типу 20 - 25-К (ГОСТ 16026 - 80), реле тиску РД типу ПГ62-11, золотник вмикання перемикача ЗМ з манометром, підпірні клапани КП1 і КП2 типу Г51-33, розподільники Р1 і Р2 типу 54БПГ73-11 і Р3 типу 54ПГ73-11; гідроциліндри ЦП1-подачі столу, ЦП2 - подачі ползків, ЦВП- вертикальної подачі шпindelьної бабки, ЦРИ - розтискання інструмента, ЦРБ - розтискання шпindelьної бабки, ЦПС - перемикання швидкостей, ЦПМ - повороту магазину, ЦЗ - захоплювачів; ДГР1 - ДГР3 - дроселюючі гідророзподільники, що керуються від крокових двигунів ШД через редуктори Р, задавальні гвинти ЗВ і шупи Щ; Р4 - Р6 - розподільники 54ПБГ73-11; КО - клапан зворотний.

При прискорених переміщеннях робоча рідина надходить в систему від двох насосів, а при робочих подачах - від Н1. В результаті повороту ЗВ (від крокового двигуна ШД через редуктор Р) шуп Щ, притиснутий до кромки різьби гвинта, зміщує золотник ДГР. Робоча рідина надходить в гідроциліндр, що зміщує робочий орган в напрямку, протилежному напрямку зміщення верхнього кінця шупа. Оскільки ЗВ переміщується разом із робочим органом, рух останнього препиняється, коли золотник ДГР

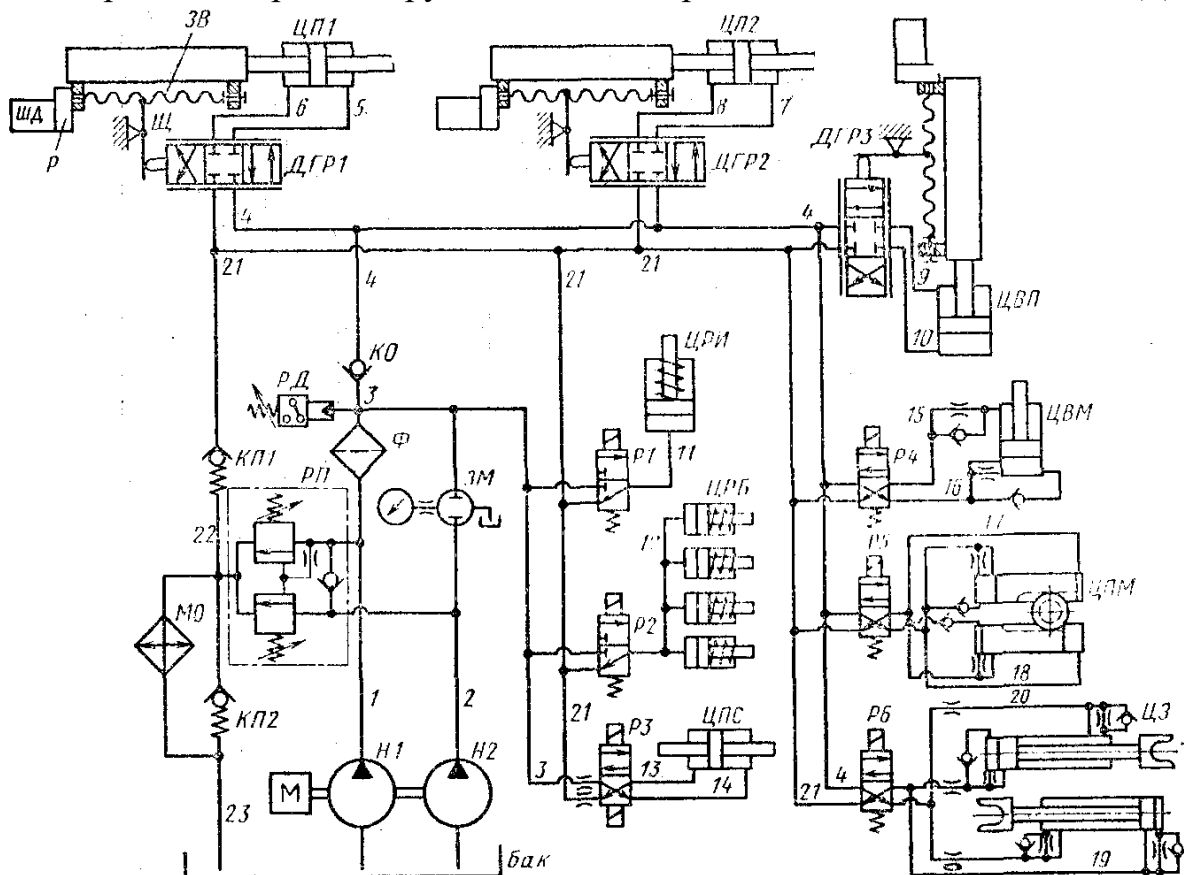


Рис. 5.3. Гідропривод вертикально-фрезерного напівавтомата з ЧПК моделі ЛФ260МФ3

повертається у нейтральне положення.

Під час робочої подачі столу праворуч:

Н1-1-Ф-3-КО-4-ДГР1-6-ЦП1/ЦП1-5-ДГР1-21-КП1-22-КП2-23-Бак.
 Н2-2-РП —————] MO]

При прискореному ході полозків ліворуч:

Н1 ————— 1-Ф-3-КО-4-ДГР2-7-ЦП2/ЦП2-8-ДГР2-21-
 Н2-2-РП —————]
 КП1-22 [КП2] 23-Бак.
 [MO]

Привод вертикальної подачі шпindelної бабки працює аналогічно. Гідроциліндри ЦВМ, ЦПМ і ЦЗ мають вбудовані пристрої, що забезпечують гальмування поршня наприкінці ходу.

5.4. Гідроприводи промислових робіт

Маючи найкращі (у порівнянні із електричними і пневматичними приводами) масогабаритні показники виконавчих двигунів, гідроприводи знаходять широке застосування у промислових роботах (ПР) в основному великої вантажопідйомності, а також працюючих в напружених динамічних режимах або в умовах підвищеної запиленості. Для координатних

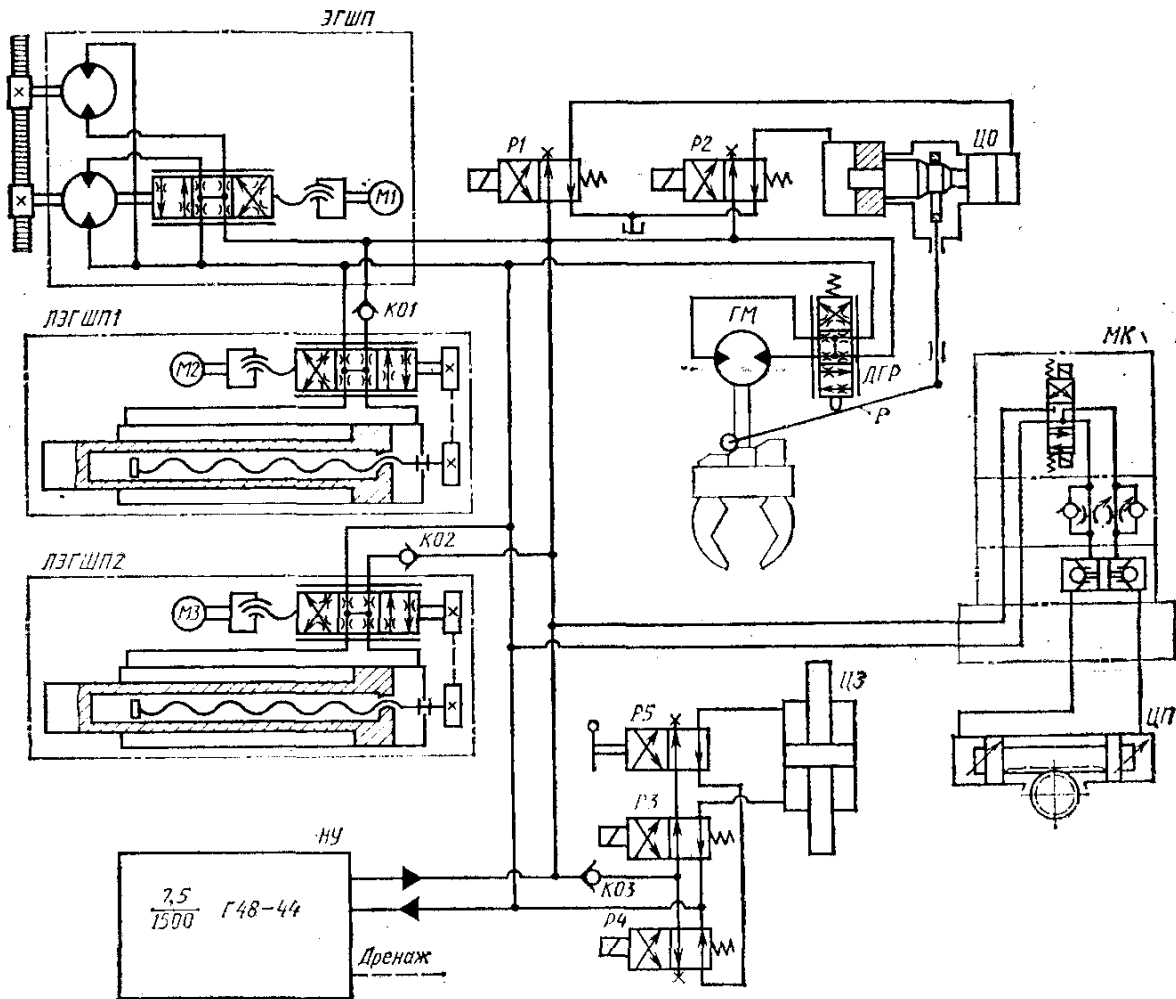


Рис. 5.4. Гідропривод портального робота моделі М40П

переміщень виконавчих органів застосовуються слідкуючі або крокові електрогідравлічні приводи, для різноманітних допоміжних рухів – засоби циклової гідравтоматики [32, 33, 34, 37, 38, 39].

Гідропривод портального ПР вантажопідйомністю 40 кг моделі М40П показаний на рис. 11.4. Основні вузли: НУ – насосна установка 7,5 /1500 Г48-44; ЭГШП – електрогідравлічний привод переміщення каретки по порталі на довжину до 16 м типу Э32Г18-22Н (з вибіркою зазору в зубчасто-рейковій передачі); ЛЭГШП1 – лінійний електрогідравлічний кроковий привод повзуна типу 55АГ28-22; ЛЭГШП2 – теж саме, руки типу 65Г28-23; гідроциліндри: ЦЗ – захоплення, ЦП – повороту головки, ЦО – зміни положення опори важеля Р зворотного зв'язку в приводі кантувача; ГМ – гідромотор Г15-21Н; ДГР – дроселюючий розподільник кантувача; МК – модульний комплект, що складається з розподільника ВЕ6.574.31/Г24Н, дроселя ДКМ 6/3-В-АВ і гідрозамка ГЗМ 6/3; Р1 – Р4 – гідророзподільники ВЕ6.574А.31/Г24Н; Р5-гідророзподільник з ручним керуванням; КО1–КО3–зворотні клапани Г51-34; М1–М3–крокові двигуни.

Робот призначений для завантаження важких деталей типу валів в токарні, фрезерно-центрувальні, шліфувальні та інші верстати, об'єднані в дільниці. Кліщові захоплювачі кантувача утримують заготовку в горизонтальному положенні. В процесі завантаження вимагається поворот заготовки на 90 або 180° з високою точністю, необхідною для надійного закріплення деталі. Дана задача розв'язується за допомогою електрогідравлічного слідкуючого привода на базі ДГР з механічним керуванням від кулачків, установлених на поворотній частині кантувача. В якості елемента зворотного зв'язку використовується двоплечовий важіль Р, який впливає на золотник ДГР. Одне його плече зв'язане з роликком, що взаємодіє з кулачками, а інше – з механізмом зміни координати точки опори.

При вмиканні електромагнітів Р1 і Р2 поршень ЦО зміщується в середнє положення, і кільце, що охоплює його східчасту частину, установлює в середнє положення опору важеля. Кантувач повертається до тих пір, поки ухил середнього кулачка не установить важіль в положення, яке відповідає нейтральному положенню золотника ДГР. При відключенні електромагніта Р2 поршень ЦО зміщується ліворуч, опора важеля разом із золотником ДГР опускається вниз, і кантувач повертається до тих пір, поки ухил верхнього кулачка не поверне золотник ДГР в нейтральне положення (на 90°). ДГР забезпечує плавне гальмування кантувача і його підтискання до упора. При ввімкненому електромагніті Р2 і вимкненому Р1 поршень ЦО зміщується праворуч, опора піднімається і кантувач повертається в протилежному напрямку до тих пір, поки ухил нижнього кулачка не поверне золотник ДГР на 180°. ЕГКП переміщення каретки при дискретності 0,3 мм забезпечує швидкість рухів до 1,2 м/с [40]. Клапани КО1 і КО2 усувають можливість падіння механізмів під дією сили тяжіння при відключенні гідропривода.

6. Керування автоматизованими приводами в металорізальних верстатах

6.1. Основні принципи керування автоматизованими приводами технологічного обладнання

Привод будь-якої машини складається з двигуна, джерела енергії і системи керування. В тих випадках, коли джерело енергії вважають необмеженим, тобто двигун споживає енергії значно менше, ніж може дати її джерело, в якості привода розглядають двигун і систему керування. Приводи технологічного обладнання виконують найрізноманітніші функції. Особливістю технологічного обладнання є визначений робочий цикл. Якщо для виконання якого-небудь робочого циклу вимагається участь людини, то людина є “зв’язаною” з машиною, тоді як машина виконує в даному випадку роль допоміжного знаряддя. Сучасне технологічне обладнання в своїй більшості має автоматизовані робочі та допоміжні цикли. Така автоматизація здійснюється за допомогою відповідних систем керування двигунами. Керування двигунами може бути автоматичним і неавтоматичним, але автоматизованим. При неавтоматичному керуванні безпосередній

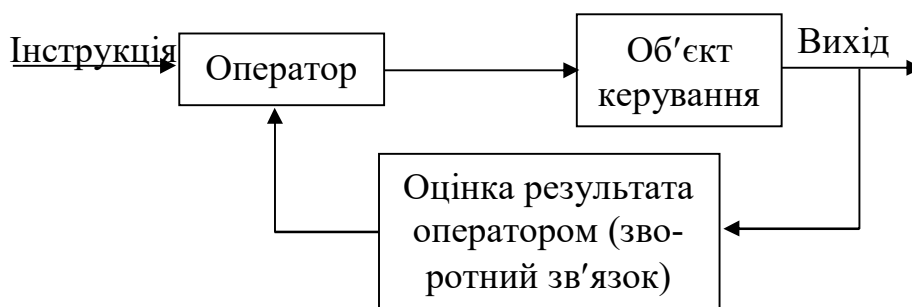


Рис. 6.1. Неавтоматичне керування об'єктом

вплив на об'єкт керування здійснює людина (оператор), яка діє відповідно з інструкцією (рис. 6.1). В якості прикладів неавтоматичного керування

двигунами можна вказати на керування швидкістю руху вагонів метрополітена і т.п.

Якщо керування двигунами різноманітного технологічного обладнання здійснюється без участі людини, то такі системи привода характеризуються рядом контрольованих (вихідних) величин (параметрів), які можуть змінюватись в процесі роботи. Такі системи приводів з автоматичним керуванням можуть бути побудовані за замкненим і розімкненим циклами. В першому випадку керуючий пристрій пов'язаний з керованим двигуном тільки одним каналом, по якому потік інформації передається в одному напрямку від керуючого пристрою до об'єкта керування. В системах замкненого циклу керуючий пристрій по каналу зворотного зв'язку отримує інформацію про значення контрольованого параметра керованого двигуна. Прикладами систем замкненого циклу є гідрокопіювальні пристрої металорізальних верстатів. В сучасних системах приводів керування здійснюється не по одному, а по багатьох параметрах. Визначальною ознакою автома-

тичних систем приводів є наявність зворотних зв'язків, по яких передаються фактичні значення величин, що регулюються [32, 33, 34].

6.2. Керування автоматизованими приводами в металорізальних верстатах

Застосування систем автоматизованого і автоматичного керування приводами в металорізальних верстатах спрямоване на підвищення точності виготовлення деталей, підвищення продуктивності і зменшення впливу оператора (верстатника) на технологічний процес обробки. Автоматичні системи керування приводами металорізальних верстатів контролюють тим або іншим способом зміни характеристик (параметрів) виконавчих органів верстата (супортів, різцевих головок, ріжучого інструмента, якості оброблюваної поверхні) і виробляють керуючий сигнал, який впливає на керування приводом таким чином, щоб контрольована величина не виходила за заздалегідь задані значення. Наприклад, геометрична точність обробки виробу залежить від постійності розташування ріжучих інструментів відносно майбутнього контуру оброблюваної деталі. А оскільки деталь і ріжучий інструмент зв'язані тим або іншим механічним зв'язком (кінематичним ланцюгом), що має деяку пружність, то при зміні напруги в цьому зв'язку внаслідок пружних деформацій змінюється відносне розташування між інструментом і майбутнім контуром деталі. Зміна напруги в зв'язках може відбуватись в результаті зміни сили різання, за рахунок зміни величини з'єму металу (припуску), неоднорідності оброблюваного матеріалу, що викликає зміну сили опору матеріалу різанню і динамічних навантажень.

Тому в металорізальних верстатах найбільш широко застосовуються системи автоматичного керування приводами, що стабілізують силові фак-

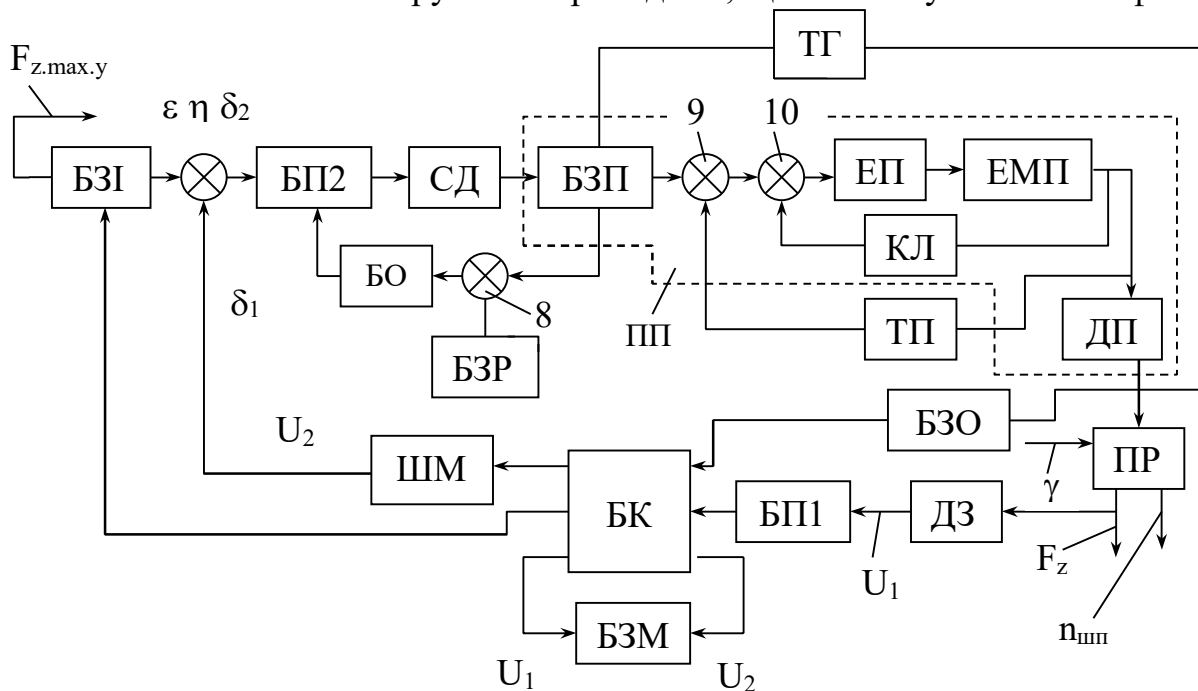


Рис. 6.2. Блок-схема керування приводами верстата 1682

тори процесу різання тим або іншим шляхом, зокрема, за рахунок зміни подачі різання [37, 38, 39].

На рис. 6.2 наведена блок-схема системи керування приводом важкого токарного верстата моделі 1682 [41, 32, 34]. Система складається з привода подачі (ПП), (що включає: блок задання подачі БЗП, блоки порівняння 9 і 10, електронний підсилювач ЕП, тахогенератор ТП і корегувальну ланку КЛ), блок запом'ятовування максимуму БЗМ, широтно-імпульсний модулятор ШМ, блок комутації БК, блок зміни числа обертів шпинделя БЗО, блок задання рівня подачі БЗР, блок обмеження БО, вимірювальний перетворювач (датчик) засилля ДЗ, блоки підсилення БП1 і БП2, головний тахогенератор привода ТГ, серводвигун СД, блок задатчика імпульсів БЗІ, блоки порівняння 7 і 8.

При роботі вказаного привода сигнал від датчика зусилля ДЗ надходить на підсилювач БП1 і блок комутації БК, звідки на БЗМ, де фіксується його максимальне значення. Після одного оберту шпинделя положення ключів на блоці БК змінюється таким чином, що зв'язок 2–4 розмикається, а зв'язок 3–6 замикається. І тоді сигнал U_2 проходить на ШМ, де формується сигнал δ_1 тривалістю τ_1 . Одночасно з цим на вхід БЗІ від БК надходить керуючий сигнал, який на виході БЗІ у вигляді сигналу δ_2 має однако-ву з δ_1 амплітуду, але зворотну полярність. Якщо тривалість τ_2 керуючого сигналу δ_2 буде відрізнитись від тривалості τ_1 сигналу δ_1 , то блок порівняння 7 вироблятиме сигнал розузгодження ϵ , який надходить через підсилювач БП2 на серводвигун СД, який змінює напрямок на блоці БЗП, що задає, а разом з тим і величину подачі супорта таким чином, щоб підтримувати силу різання стабільною. Застосування подібної системи керування дозволяє зменшити на чорнових операціях різання машинний час, однак її використання доцільно лише для важких верстатів, у яких необхідно стабілізувати зусилля різання за один оберт шпинделя.

Відмітною особливістю системи автоматичного керування приводом плоскошліфувального верстата з круглим столом і горизонтальним шпинделем (рис. 6.3) є розв'язання задачі відтискання шліфувального круга шляхом одночасного взаємозв'язаного регулювання швидкості обертання столу і поперечної подачі. Крім того, в даній системі приводів є датчик частоти обертання столу у вигляді насоса 2. Працює система таким чином. Обертання столу верстата здійснюється гідромотором 3, що живиться від індивідуальної гідросистеми, а зміна швидкості обертання - автоматичним регулюванням дроселя 9, встановленого на виході гідромотора, за допомогою рейково-зубчастої передачі 8, зв'язаної із поперечною подачею столу. Поперечна подача здійснюється гідроциліндром 4, який живиться насосом 1 через гідропідсилювач 5, а її регулювання - дроселем 7 з гідрокеруванням від тиску в напірній лінії насоса 2. При зміні сил різання змінюється частота обертання столу, що, в свою чергу, змінює тиск в напірній гідролінії допоміжного насоса 2 (як датчика частоти обертання столу) і відкриття

дроселя 7. Внаслідок цього зміниться швидкість подачі столу гідроциліндром 4. Редукційний клапан 6 забезпечить збереження на дроселі 7 постійного перепаду тисків, що дозволяє підтримувати лінійний характер витратної характеристики і зниження нагріву робочої рідини і теплових деформацій вузлів верстата.

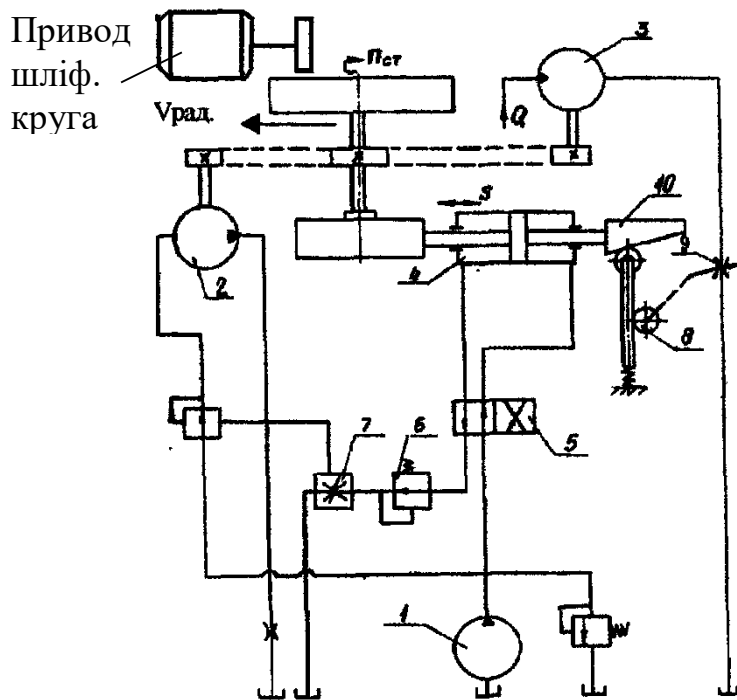


Рис. 6.3. Схема стабілізації подачі різання плоскошліфувального верстата

можна дроселем, включеним на виході гідромотора. Якщо при шліфуванні зміниться обертальний момент (внаслідок коливань твердості або припуску), зміниться частота обертання гідромотора і тиск в його зливній лінії. Це приведе до зміни прохідних перерізів дроселів 9, 10 і за рахунок зміщення їх затворів під впливом зміни сил в лівих керуючих порожнинах і відповідно швидкостей руху гідроциліндрів 5 і 7. Гідророзподільник 3 забезпечує підключення до системи живлення насоса 2 контура, за допомогою якого реалізується повздовжня подача столу гідроциліндром 5 при повздовжньому шліфуванні, а також контура, що забезпечує поперечну подачу шліфувальної бабки гідроциліндром 7 при врізному шліфуванні. Гідророзподільники 4 і 8 керують реверсом гідроциліндрів 5 і 7 відповідно.

На рис. 6.5 наведена схема комбінованої (електронно-гідравлічної) системи керування повздовжньою подачею столу при зміні умов шліфування [42]. Вона складається з об'єкта регулювання 1 (процес шліфування), датчика потужності 2, встановленого на електродвигуні привода обертання шліфувального круга, пристрою порівняння 3, електронного підсилювача 4, дроселюючого розподільника 6 з електромеханічним перетворювачем 5. Під впливом зовнішніх збурень (неоднорідність твердості оброблюваного матеріалу, нерівномірність припуску) змінюються сили різання при шліфу-

На рис. 6.4 показана гідросистема керування приводами подач круглошліфувального верстата. Вона дозволяє проводити автоматичне регулювання подачі столу при повздовжньому шліфуванні і поперечній подачі шліфувальної бабки при врізному шліфуванні. Стабілізація моменту здійснюється за рахунок зміни подачі столу або шліфувальної бабки. Обертання шліфувального круга забезпечується через пасову передачу від гідромотора 6, який живиться від насоса 1. Настроювати частоту обертання круга

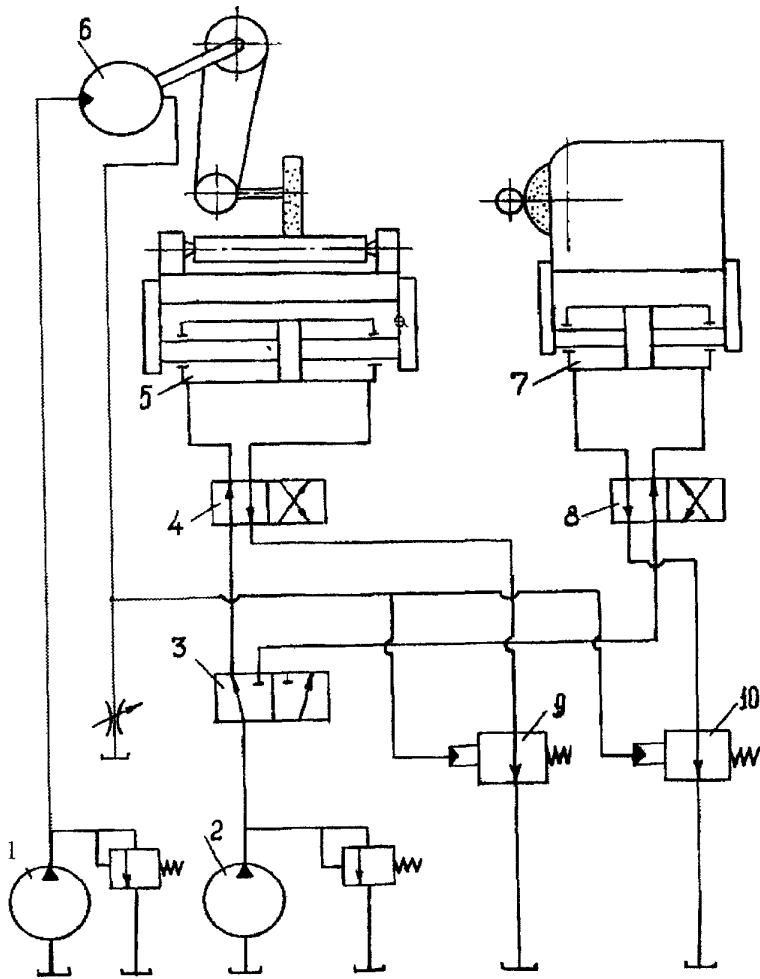


Рис. 6.4. Гідросистема керування приводами подач верстата моделі 3А151

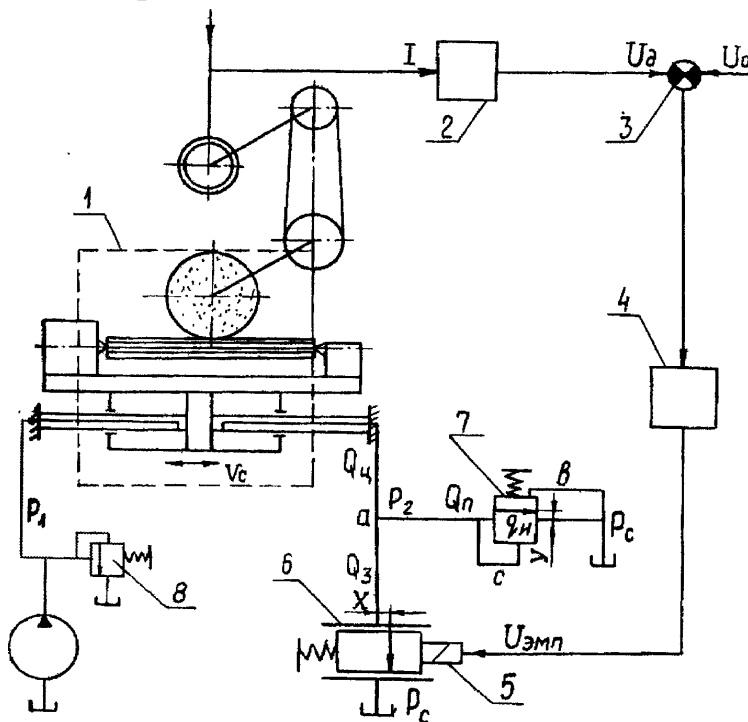


Рис. 6.5. Схема керування приводом подачі верстата 3П451

ванні і сили струму в приводному електродвигуні. В результаті на суматорі з'являється сигнал розузгодження між заданим і дійсним значеннями, який, після підсилення в блоці 4, впливає на електромеханічний перетворювач 5. Останній зміщує плунжер дроселюючого розподільника 6 і змінює величину його прохідного перерізу і швидкість подачі столу таким чином, щоб відновилось попереднє значення сили струму в ланцюзі живлення приводного електродвигуна. Тим самим досягається шліфування з постійною потужністю і підвищення продуктивності на 20% зі збереженням точності обробки. Клапан тиску 8 забезпечує запобігання системи від перевантаження, а клапан тиску 7 - демпфування гідропривода і підвищення стійкості роботи.

На рис. 6.6 показана система керування формою плоского руху, яка утворюється двома поступальними рухами П1 і П2. Швидкість складеного руху пропорційна величині ексцентриситета ϵ . Змінюючи вектор ексцентриситета (його кут), можна змінити швидкість складових рух-

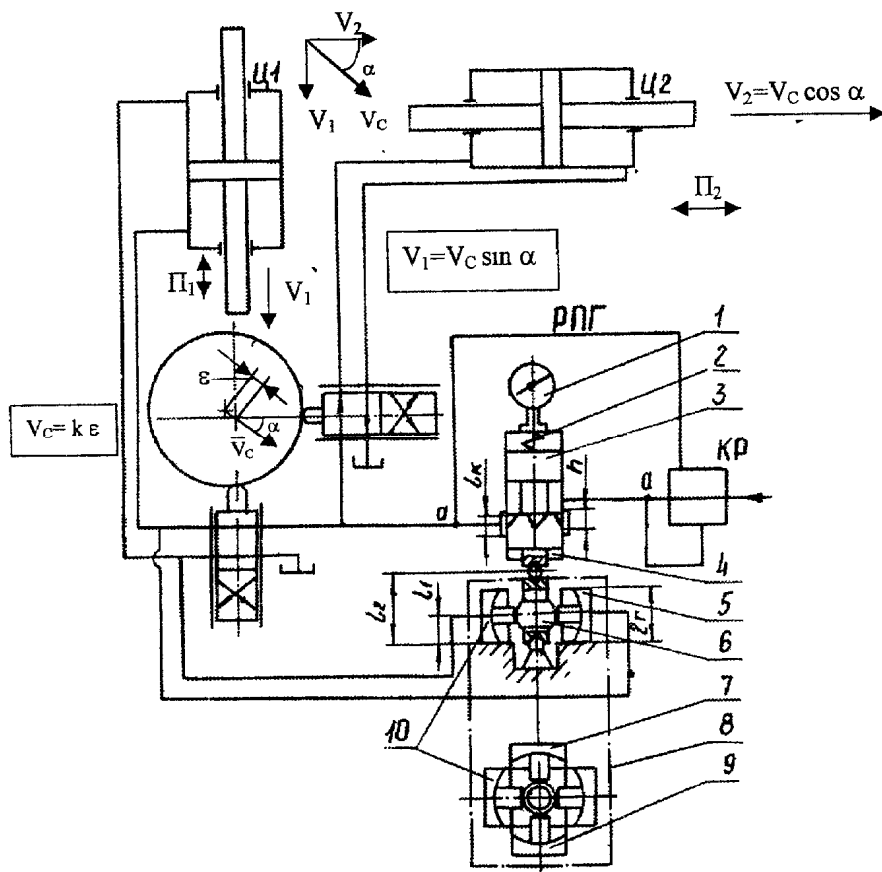


Рис. 6.6. Схема гідросистеми автоматичного регулювання копіювального верстата

двокоординатних верстатах. Вона може здійснювати стабілізацію рівнодіючої сил різання від її складових P_z і P_y (тангенціальної і радіальної) шляхом одночасної зміни подачі повздовжнього і поперечного супортів, що приводяться в рух гідроциліндрами Ц1 і Ц2. В даній системі автоматичного регулювання застосовується пропорційний регулятор потоку, що складається із датчика 8 сумарного підсилення гідроциліндрів, дроселюючого розподільника 4 і індикатора 1. При зміні сил різання змінюється перепад тисків на гідроциліндрах і в мембранних порожнинах 5, 7, 9 і 10 датчика 8. Це викликає переміщення його важеля, зв'язаного з гідроциліндром 3 дроселюючого розподільника 4, зміну прохідних перерізів (дроселів) розподільника і потоку рідини до гідроциліндрів. Внаслідок цього швидкість руху супортів буде змінюватись таким чином, щоб попереднє значення сили різання було б відновлене. Зміщення плунжера 3 фіксується вимірювальним приладом 1, а пружина 2 забезпечує постійне силове замикання важеля датчиків 8 і плунжера 3.

хів. Вектор ексцентриситета завжди паралельний вектору швидкості складеного руху, тобто даний вектор є дотичною до траєкторії, що утворюється. Змінити напрямок вектора ексцентриситета (кут) можна в будь-який момент часу спеціальним приводом обертання ексцентриситета, а величину ексцентриситета - додатковими приводами, наприклад, обертанням ексцентрикових втулок. Така система застосовується в

7. Основи проектування гідросистем верстатів

7.1. Основні розрахункові залежності

Прийняті позначення основних параметрів і їх розмірності:

- a** - прискорення, м/с^2 ;
- b** - ширина, мм;
- C** - жорсткість, Н/м (при розтягуванні і стиску); $\text{Н} \cdot \text{м/рад}$ (при крутінні);
- c** - теплоємність, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$;
- D** - діаметр гідроциліндра, мм;
- d** - діаметр штока, золотника, отвору, внутрішній діаметр трубопроводу, мм;
- E** - модуль пружності, МПа;
- F** - площа, см^2 ;
- F₁, F₂** - робоча площа гідроциліндра відповідно в поршневій і безпоршневій порожнинах, см^2 ;
- f** - частота, Гц;
- f_ш** - площа прохідного перерізу дроселюючої щілини, мм^2 ;
- G** - вага, Н;
- g** = $9,81 \text{ м/с}^2$ - прискорення сили тяжіння;
- H** - висота стовпа рідини в гідроциліндрі, що стискається, см;
- h** - висота, м;
- I** - момент інерції, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;
- i** - передаточне відношення;
- j** - товщина, мм;
- k** - коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$;
- L** - довжина, м;
- l** - довжина, мм;
- M** - момент, $\text{Н} \cdot \text{м}$;
- m** - маса, кг;
- N** - потужність, кВт;
- N₀** - потужність холостого ходу, кВт;
- n** - частота обертання, об/хв;
- P** - сила, Н;
- p** - тиск, МПа;
- Δp** - втрати тиску, перепад тисків, МПа;
- Q** - витрати, подача насоса, л/хв;
- q** - витоки, $\text{см}^3/\text{хв}$;
- R** - радіус, мм;
- s** - хід, мм;
- t** - температура, $^\circ\text{C}$;
- V** - об'єм, дм^3 (л);
- V₀** - робочий об'єм, см^3 ;
- v** - швидкість руху, м/хв;

v_m - швидкість потоку робочої рідини, м/с;
 x, y - переміщення, мм;
 α - кут, °;
 β – коефіцієнт тертя;
 γ – питома вага, Н/м³;
 δ – діаметральний зазор, мкм;
 ε – помилка, ексцентриситет, мм;
 $\eta, \eta_0, \eta_m, \eta_r$ - ККД відповідно ефективний, об'ємний, механічний, гі-
 д-равлічний;
 ϑ - кількість тепла, кДж;
 λ - теплопровідність, Вт/(м · °С);
 μ - динамічна в'язкість, Па · с;
 μ_1 - коефіцієнт витрат;
 ν – кінематична в'язкість, мм²/с (сСт);
 ρ – густина, кг/м³;
 σ - механічна напруга, МПа;
 τ - час, с;
 ϕ - кут, рад;
 ω - кутова швидкість, с⁻¹.

Індекси: ном - номінальне значення; т - теоретичне значення;
 max- максимальне значення; min - мінімальне значення.

Загальні залежності. Витоки робочої рідини через кільцеву ексцент-
 ричну щілину

$$q = 5,5 \cdot 10^{-3} d \delta^3 \Delta p / \nu l. \quad (7.1)$$

Для концентричної щілини витоти менше в 2,5 раза. Витоти робочої
 рідини через плоску щілину довжиною l , шириною b , зазором ξ

$$q = 49 b \xi^3 \Delta p / \gamma \nu l. \quad (7.2)$$

Витрати робочої рідини через дросель, близький до діафрагми

$$Q = 1,9 f_{ш} \Delta p^{1/2}. \quad (7.3)$$

Витрати робочої рідини через капіляр ($l/d > 20$) при ламінарному по-
 тоці

$$Q = 2642 f_{ш}^2 \Delta p / \nu l. \quad (7.4)$$

Насоси і гідромотори. При роботі насоса вхолосту ($p \approx 0$) фактична
 величина подачі $Q \approx Q_T = V_0 n / 1000$. Однак зі збільшенням p величина Q

зменшується у зв'язку зі збільшенням витоків через зазори в сполученнях пар тертя. Зменшення Q під тиском характеризується *коефіцієнтом подачі* (об'ємним ККД) насоса $\eta_0 = Q / Q_T$ (при $n = \text{const}$). Коефіцієнт подачі зростає зі збільшенням V_0 , n , v і зменшується при зростанні p . Крім об'ємних в насосі є також механічні втрати на тертя і гідравлічні втрати тиску під час плину потоку робочої рідини через внутрішні канали. Механічні і гідравлічні втрати характеризуються відповідно *механічним* η_m і *гідравлічним* η_g ККД, причому *повний* або *ефективний* ККД $\eta = \eta_0 \eta_m \eta_g$. У сучасних насосів $\eta_g \approx 1$.

Споживана потужність насоса

$$N_n = M n / 9552,2 = N_{\text{ел}} \eta_{\text{ел}}, \quad (7.5)$$

де $N_{\text{ел}}$ і $\eta_{\text{ел}}$ - потужність і ККД приводного електродвигуна. Потужність, що віддається насосом (ефективна потужність)

$$N = p Q / 60, \quad (7.6)$$

причому

$$\eta = N / N_n = 159,2 p Q / M n. \quad (7.7)$$

Крутний момент на валу насоса

$$M = p V_0 / 2 \pi \eta_m. \quad (7.8)$$

Номінальна потужність на валу насоса

$$N_{\text{ном}} = p_{\text{ном}} Q_{\text{ном}} / 60 \eta. \quad (7.9)$$

В технічних характеристиках насосів вказують номінальні значення параметрів. При експлуатації насосів в режимах, що відрізняються від номінального

$$Q = Q_{\text{ном}} [n / n_{\text{ном}} - (1 - \eta_{0 \text{ ном}}) p / p_{\text{ном}}] / \eta_{0 \text{ ном}}; \quad (7.10)$$

$$N = [N_0 + (N_{\text{ном}} - N_0) p / p_{\text{ном}}] n / n_{\text{ном}}. \quad (7.11)$$

Для гідромотора

$$Q_T = V_0 n / 1000; M_T = \Delta p V_0 / 2 \pi; N_T = M_T n / 9552,2 = \Delta p Q_T / 60;$$

$$\eta_0 = Q_T / Q; \eta_m = M / M_T; \eta = N / N_T. \quad (7.12)$$

Споживана потужність гідромотора

$$N_n = \Delta p Q / 60. \quad (7.13)$$

Потужність, що віддається гідромотором

$$N = M n / 9552,2. \quad (7.14)$$

Причому

$$\eta = N/N_n = M n / 159,2 \Delta p Q. \quad (7.15)$$

Коефіцієнт нерівномірності обертання гідромотора $\Omega = (\omega_{\max} - \omega_{\min}) / \omega_{\text{ср}}$, де ω_{\max} , ω_{\min} , $\omega_{\text{ср}}$ - відповідно максимальна, мінімальна і середня арифметична частоти обертання впродовж одного оберта.

При динамічних розрахунках рівняння руху вала гідромотора має вигляд

$$(I_{\text{ГМ}} + I_{\text{пр}}) d^2 \phi / d \tau^2 = V_0 \Delta p / 2 \pi - M_n - M_{\text{тр}}, \quad (7.16)$$

де $I_{\text{пр}}$, M_n і $M_{\text{тр}}$ - момент інерції і моменти відповідно від навантаження і сил тертя, зведені до вала гідромотора; ϕ - кут повороту вала; $I_{\text{ГМ}}$ - момент інерції гідромотора; зведений момент інерції

$$I_{\text{пр}} = I + \sum I_{0i} (\omega_{0i} / \omega)^2 + \sum m_i (v_i / 60 \omega)^2. \quad (7.17)$$

В даній формулі I , ω - момент інерції відносно осі обертання деталей, установлених на валу гідромотора, і кутова швидкість обертання вала; I_{0i} , ω_{0i} - моменти інерції і кутові швидкості решти ланок механізму; m_i , v_i - маси і швидкості ланок механізму, що рухаються поступально.

Кутова швидкість обертання ω зв'язана з частотою обертання n співвідношенням

$$\omega = \pi n / 30 = 0,10472 n.$$

Статична жорсткість гідромотора

$$C = 0,1 V_0 E. \quad (7.18)$$

Власна частота привода з гідромотором

$$f = 0,16 (C / (I_{\text{ГМ}} + I_{\text{пр}}))^{1/2}. \quad (7.19)$$

Для визначення крутного моменту M гідромотора привода ділильних механізмів (див. рис. 9.2), а також передаточного відношення i привода рекомендується користуватись наближеною формулою [36]

$$M \approx 1,92 \cdot 10^{-3} I n^2 z / i, \quad (7.20)$$

де I, n - момент інерції і частота обертання вузла, що повертається (револьверна головка, ділильний стіл, інструментальний магазин); z - число позицій.

Час розгону механізму

$$\tau = 0,185 I n / (M_i - M_n), \quad (7.21)$$

де M_n - момент навантаження.

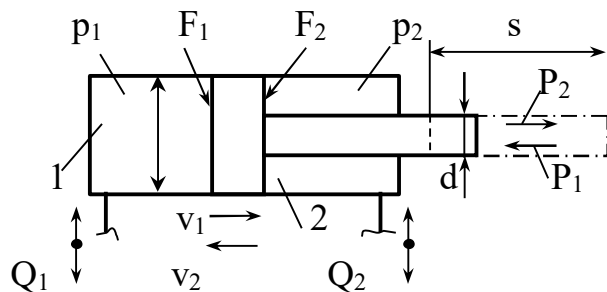


Рис. 7.1. Основні параметри гідроциліндрів

Гідроциліндри. Основні параметри поршневого гідроциліндра з одностороннім штоком (рис. 7.1)

$$F_1 = D^2 / 127; \quad F_2 = (D^2 - d^2) / 127. \quad (7.22)$$

Під час руху поршня праворуч, коли поршнева порожнина 1 з'єднана з напірною лінією, а штокова – зі зливною,

$$P_1 = 100 k_{тр} (p_1 F_1 - p_2 F_2), \quad (7.23)$$

($k_{тр} = 0,9 \div 0,98$ – коефіцієнт, що враховує втрати на тертя);

$$Q_1 = v_1 D^2 / 1270; \quad Q_2 = v_1 (D^2 - d^2) / 1270; \quad (7.24)$$

$$v_1 = 1270 Q_1 / D^2 = 10 Q_1 / F_1. \quad (7.25)$$

Під час руху поршня ліворуч

$$P_2 = 100 k_{тр} (p_2 F_2 - p_1 F_1); \quad (7.26)$$

$$Q_2 = v_2 (D^2 - d^2) / 1270; \quad Q_1 = v_2 D^2 / 1270; \quad (7.27)$$

$$v_2 = 1270 Q_2 / D^2 = 10 Q_2 / F_2. \quad (7.28)$$

При заданому співвідношенні швидкостей прямого і зворотного ходів ($v_1 < v_2$) у випадку, коли кількість робочої рідини, що надходить в гідроциліндр, є постійною,

$$d = D (1 - (v_1 / v_2))^{1/2}. \quad (7.29)$$

Якщо при диференціальному включенні гідроциліндра обидві його порожнини (при $F_1 > F_2$) з'єднані з напірною лінією ($p_1 = p_2 = p$), з якої в гідроциліндр надходить кількість рідини Q , і втрати тиску в трубопроводах малі, поршень буде переміщуватись праворуч, причому

$$P_1 = k_{rp} p d^2 / 1,27; \quad (7.30)$$

Таблиця 7.1

Значення коефіцієнта k_3

Спосіб закріплення	k_3	Спосіб закріплення	k_3
	0,5		1,0
	0,7		1,5
	2,0		2,0

$$v_1 = 1270 Q / d^2. \quad (7.31)$$

Під час руху поршня гідроциліндра праворуч шток навантажується стискальними зусиллями, під дією яких може виникнути його прогин (втрата стійкості). Для усунення цього явища рекомендується за заданою величиною s визначити зведений хід $s_{np} = s k_3$ (k_3 – коефіцієнт закріплення – за табл. 7.1) і далі, враховуючи найбільше значення стискальної сили P_1 , за номограмою рис. 7.2 знайти необхідний діаметр d штока.

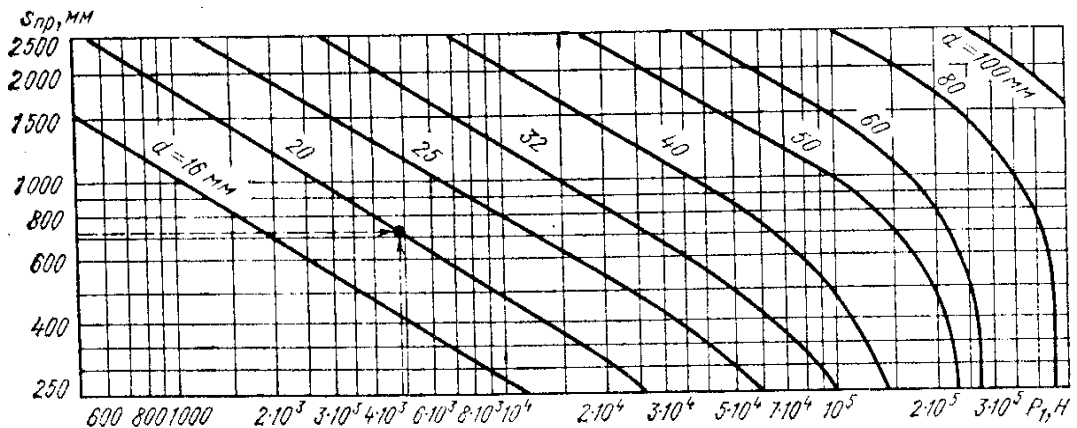


Рис. 7.2. Номограма для визначення діаметра штока (з умов стійкості на повздовжній згин)

В процесі роботи обладнання гідроциліндр долає сили корисного навантаження P_n (наприклад, сили різання), тертя $P_{тр}$ в напрямних і ущільненнях, ваги G , а в динамічних режимах – інерційні навантаження $P_{ін}$. В металорізальних верстатах інерційні навантаження, що діють при розгоні і гальмуванні, найчастіше не збігаються за часом з дією сил різання, і в цих випадках навантаження, що долають гідроциліндри під час розгону і гальмування, можуть визначатись за формулами (для вертикального руху), наведеними нижче

$$\begin{aligned}
 P &= m a_1 + G + P_{тр} \text{ (прискорення догори);} \\
 P &= m a_2 + G - P_{тр} \text{ (уповільнення донизу);} \\
 P &= m a_1 - G + P_{тр} \text{ (прискорення донизу);} \\
 P &= m a_2 - G - P_{тр} \text{ (уповільнення догори).}
 \end{aligned}
 \tag{7.32}$$

В даних формулах $m = m_1 + 1,16 \cdot 10^{-2} (F_1^2 l_1 / d_1^2 + F_2^2 l_2 / d_2^2)$ – зведена до поршня маса рухомих частин гідроциліндра, механізму, що приводиться і маса робочої рідини в напірній і зливній гідролініях; F_1, F_2 – робочі площі гідроциліндра; m_1 – маса рухомих частин гідроциліндра і механізму, що приводиться; d_1, l_1, d_2, l_2 – внутрішні діаметри і довжини відповідно напірного і зливного трубопроводів; a_1, a_2 – прискорення розгону і гальмування

$$a_1 = 0,139 v^2 / x_1; a_2 = 0,139 v^2 / x_2,
 \tag{7.33}$$

де v – швидкість поршня; x_1, x_2 - шляхи розгону і гальмування.

Для горизонтального руху $G = 0$.

Насосні установки. На тепловий режим гідропривода оказує значний вплив об'єм бака, оскільки його стінки розсіюють тепло, що виділяється в гідроприводі. Причиною розігріву робочої рідини є втрати потужності в насосі і гідроприводі

$$\begin{aligned}
 N_{втр} &= [(N_1 - p_1 Q_1 / 60) \tau_1 + (N_2 - p_2 Q_2 / 60) \tau_2 + \dots \\
 &+ (N_n - p_n Q_n / 60) \tau_n] / (\tau_1 + \tau_2 + \dots + \tau_n),
 \end{aligned}
 \tag{7.34}$$

де N_1, \dots, N_n – потужність, що споживається насосом в кожному переході циклу роботи верстата; p_1, \dots, p_n і Q_1, \dots, Q_n – відповідно тиски і витрати робочої рідини, що вимагаються для подолання навантаження гідродвигунів на кожному переході циклу; τ_1, \dots, τ_n – час переходів. Для нерегуль-

ованого насоса, що працює при постійному тиску, $N_1=N_2=\dots=N_n=$
 $=pQ/(60\eta)$.

Перевищення стійкої температури робочої рідини в баці ($^{\circ}\text{C}$)

$$\Delta t = N_{\text{втр}} 10^7 / k F, \quad (7.35)$$

де k – коефіцієнт теплопередачі від бака до навколишнього повітря; при відсутності інтенсивної циркуляції повітря поблизу стінок бака $k=17,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$; при обдуві стінок струменем повітря $k=23 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$; F – розрахункова площа поверхні бака.

Враховуючи, що для практичних розрахунків можна застосовувати формулу $F = 640 V^{2/3}$, визначимо об'єм робочої рідини в баці

$$V = 27000 (N_{\text{втр}} / \Delta t)^{3/2}. \quad (7.36)$$

Якщо прийняти $\Delta t = 35 \text{ }^{\circ}\text{C}$, можна визначити необхідний об'єм робочої рідини в баці в залежності від втрат потужності в гідроприводі. Значно зменшити V можна за рахунок застосування повітряних або водяних теплообмінників, в яких коефіцієнт k може збільшуватись в 7 - 10 разів (для поверхонь радіатора або змійовика).

Гідроприводи верстатів найчастіше працюють в повторно-коротко-часному режимі; час циклу, як правило, не перевищує 10 хв. В цих умовах електродвигун привода насоса обирається за еквівалентною потужністю

$$N_{\text{екв}} = [(N_1^2 \tau_1 + N_2^2 \tau_2 + \dots + N_n^2 \tau_n) / (\tau_1 + \tau_2 + \dots + \tau_n)], \quad (7.37)$$

причому на кожному з переходів циклу тривалістю $\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_n$ потужність не повинна перевищувати максимально допустимого значення для обраного типу електродвигуна: $N_{\text{max}} \approx N_{\text{ном}} (M_{\text{max}} / M_{\text{ном}})$. Величини $N_{\text{ном}}$ і $M_{\text{max}} / M_{\text{ном}}$ визначаються за каталогом електродвигунів; для електродвигунів серії 4А $M_{\text{max}} / M_{\text{ном}} = 1,7 \div 2,2$.

Трубопроводи. Залежності для визначення числа Рейнольдса, втрат гідравлічного напору по довжині трубопроводу при ламінарному і турбулентному режимах плинину робочої рідини, а також втрат напору в місцевих опорах наведені в довідковій літературі [13].

При виборі діаметра трубопроводу необхідно враховувати рекомендацію СЭВ РС 3644-72, яка регламентує швидкості v_m потоків робочої рідини в трубопроводах в залежності від їх призначення і номінального тиску:

$p_{\text{ном}}$, МПа	2,5	6,3	16	32	63	100
v_m , м/с, не більше	2	3,2	4	5	6,3	10

Для зливних ліній звичайно приймають $v_m = 2 \text{ м/с}$, а для всмоктувальних $v_m \leq 1,6 \text{ м/с}$.

Внутрішній діаметр трубопроводу, через який проходять витрати рідини Q

$$d = 4,6 (Q / v_m)^{1/2}. \quad (7.38)$$

Мінімально допустима товщина стінки трубопроводу

$$j = p d K_B / 2 \sigma_{вр},$$

де $\sigma_{вр}$ - межа міцності на розтягнення матеріалу трубопроводу; K_B —коефіцієнт безпеки; для ділянок, на яких тиск змінюється плавно рекомендується [1] $K_B \geq 2$, для ділянок з ненапруженим режимом роботи $K_B \geq 3$, при пульсаціях і піках тиску $K_B \geq 6$. Фірма Parker (США) рекомендує $K_B = 4 \div 8$.

Розміри дренажних ліній слід обирати з більшим запасом за витратами.

7.2. Основні принципи проектування гідросистем

Верстатні гідроприводи можна класифікувати за тиском, способом регулювання, видом циркуляції, методом керування і контролю.

За тиском розрізняють гідроприводи низького (до 1,6 МПа), середнього (1,6 - 6,3 МПа) і високого (6,3 - 20 МПа) тисків. Перші застосовуються головним чином у верстатах для чистової обробки (шліфувальні, розточні), де мають місце незначні навантаження і вимагається низький рівень коливань тиску. Приводи середнього тиску потужністю до 20кВт застосовуються найчастіше, забезпечуючи високі жорсткість та точність; їх перевага - можливість використання дешевих пластинчастих і шестеренних насосів. Приводи високого тиску на базі поршневих насосів використовують головним чином в потужних протяжних і стругальних верстатах, приводи дозволяють отримувати більшу вихідну потужність при обмежених розмірах гідродвигунів.

Швидкість вихідної ланки об'ємного гідропривода може змінюватись регульованими гідромашинами (насос, мотор) в гідроприводах з *об'ємним регулюванням* або за допомогою апаратів, що регулюють витрати робочої рідини, в гідроприводах з *дросельним регулюванням*. Скорочення втрат енергії і одночасно високу швидкодію можна отримати в гідроприводах з *об'ємно-дросельним регулюванням*, в яких регульовані гідромашини (найчастіше насоси) застосовуються разом з апаратами, що регулюють витрати робочої рідини.

Найбільшого розповсюдження у верстатобудівництві отримали гідроприводи з *розімкненою циркуляцією*, в яких робоча рідина з бака всмоктується насосом і з гідросистеми знову зливається в бак. В гідроприводах із *замкненою циркуляцією* робоча рідина, що зливається з гідросистеми

надходить безпосередньо у всмоктувальну лінію насоса, до якої також підключені напірна лінія насоса підживлення і підпірний клапан, що регулює тиск у всмоктувальній лінії. В приводах із замкненою циркуляцією основний насос може бути несамовсмоктувальним. При застосуванні реверсивного насоса можливий реверс гідродвигуна без розподільників. Однак реалізація замкненої циркуляції вимагає застосування гідроциліндрів з рівними (або близькими) робочими площами, оскільки в іншому випадку подача насоса підживлення може бути недостатньою для компенсації різниці потоків: того, що нагнітається в гідросистему і повертається з неї.

За методом керування і контролю розрізняють гідроприводи циклового керування (з контролем за шляхом, тиском або часом), а також гідроприводи зі *слідкуючим, адаптивним* або *програмним керуванням*. При найбільш простому і надійному цикловому керуванні з контролем за шляхом команда на виконання чергового переходу циклу обробки надходить від засобів шляхового контролю реалізації попереднього переходу (за допомогою шляхових розподільників, розподільників з електрокеруванням від кінцевих вимикачів або датчиків положення робочих органів). Під час контролю за тиском режими руху перемикаються за допомогою гідроклапанів тиску або за командами, що надходять від реле тиску. Даний метод часто застосовується при роботі за жорсткими упорами, в затискувальних механізмах, системах контролю перевантажень і т.п. Надійність методу обмежена в зв'язку з можливістю помилкових спрацьовувань реле тиску при наявності гідроударів і піків тиску в гідросистемі. Контроль за часом застосовується порівняно рідко, головним чином у випадках, коли визначений час на здійснення того чи іншого переходу циклу обумовлюється техпроцесом обробки.

Конструкція гідропривода і його основні параметри визначаються типом верстата, для якого він призначений, тому розробка гідропривода повинна починатись з аналізу технічного завдання (ТЗ). Даний документ складається провідним розробником верстата і містить його загальний опис, включаючи механічну частину, електричні і гідравлічні вузли (функціонально) з попереднім компонованням на верстаті гідродвигунів, насосної установки, а також вказанням можливих місць розташування гідроапаратури. В ТЗ наводяться методи керування і контролю, необхідні блокування, навантажувальні характеристики і режими руху (переміщення, швидкості, прискорення, шляху гальмування і розгону) кожного робочого органа, циклограма робочого циклу верстата, необхідні засоби діагностики технічного стану, основні вимоги надійності, а також, при необхідності, інші відомості (точність, дискретність переміщень, жорсткість, вібрації, шум, якість перехідних процесів, температура робочої рідини, точність гідравлічного зрівноваження, можливості регулювань, необхідність зупинки гідродвигунів в проміжних положеннях, час вистою).

Спеціаліст-гідравлік разом із провідним розробником конкретизує і уточнює ТЗ з врахуванням специфіки гідропривода. Для зручності обслу-

говування і безпеки зовнішніх витоків гідроапаратуру зручно розташовувати безпосередньо на панелі (або у шафі) насосної установки, однак в цьому випадку між установкою та верстатом з'являється велика кількість трубопроводів. Для складних гідросистем буває доцільнішим згрупувати апарати на панелях за функціональним призначенням, розташувати панелі поблизу виконавчих органів і зв'язати з насосною установкою напірною, зливною і дренажною лініями.

Далі спеціаліст-гідралік аналізує різноманітні варіанти принципової гідросхеми. При цьому розв'язуються питання техніки безпеки, в тому числі при різноманітних порушеннях в роботі гідрообладнання (випадкові падіння тиску, згоряння обмотки електромагніта, засмічення малих отворів); вводяться блокування, що усувають несумісні рухи, падіння вертикально розташованих робочих органів, вмикання рухів при відсутності мастила і т.п.; забезпечується необхідний мінімум регулювань.

Особлива увага приділяється скороченню енергетичних втрат. Звичайно в гідросистемах верстатів температура робочої рідини не перевищує 55 °С, і лише в найпростіших гідроприводах, до стабільності роботи яких не пред'являється високих вимог, може сягати 70 °С. Підтримання теплового режиму гідропривода, в якому є значні втрати потужності внаслідок дроселювання робочої рідини, - досить складна технічна проблема, що вимагає суттєвого збільшення об'єму бака або застосування ефективної системи штучного охолодження. В останньому випадку ми спочатку даремно витрачаємо потужність в гідроприводі, а потім витрачаємо додаткову потужність на роботу системи охолодження.

Враховуючи, що при $p = \text{const}$ потужність N пропорційна Q (або швидкості руху робочого органа), можна побудувати графік (рис. 13.3, а), що характеризує співвідношення між корисною потужністю і потужністю, що втрачається в найпростішому гідроприводі з нерегульованим насосом, який забезпечує цикл руху: швидке підведення - робоча подача - швидке відведення. З графіка видно, що якщо при швидкому підведенні ($Q_{\text{шп}}$) втрати потужності порівняно невеликі, то при робочій подачі ($Q_{p.n}$) втрачається майже вся потужність $N_{\text{сп}}$, що споживається. Максимальні втрати, а отже, і максимальний розігрів робочої рідини відбувається при відсутності корисного навантаження на гідродвигуни, а зі збільшенням навантаження зменшуються втрати і полегшуються умови охолодження, тобто нагрів машини зменшується зі зростанням навантаження (в механічних системах - навпаки).

Розглянемо деякі способи скорочення втрат енергії.

1. Застосування двох насосів з гідропанеллю ГЗЗ-1. Втрати в цьому випадку суттєво менші (див. рис. 7.3, б), оскільки при зміні витрат Q_1 , Q_2 , Q_3 автоматично перемикаються насоси і відповідно змінюється потужність: $N_{\text{сп1}}$, $N_{\text{сп2}}$, $N_{\text{сп3}}$.

2. Використання насосів, наприклад 2Г15-14. Графік потужності для подібного випадку показаний на рис. 7.3, в.

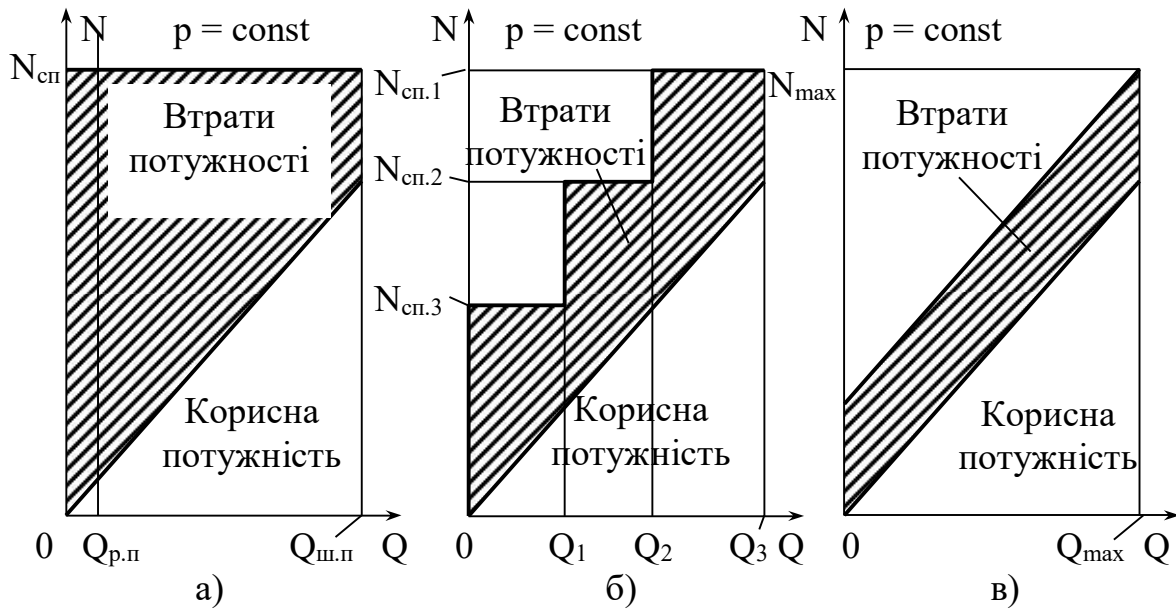


Рис. 7.3. Залежність потужності в гідроприводі від витрат

3. Застосування двох насосів з розділювальною панеллю Г53-2.

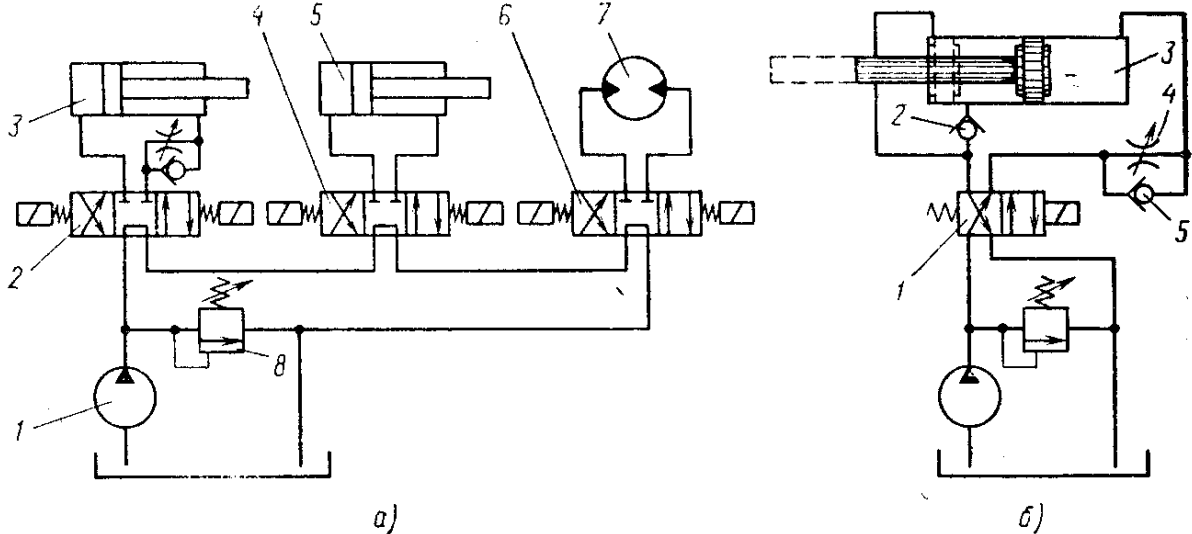


Рис. 7.4. Схеми розвантаження

4. Розвантаження гідросистеми від тиску при зупинці робочого органа за допомогою розподільників, які з'єднують в середній позиції напірну і зливну лінії, коли гідродвигун живиться від окремого насоса. Коли насос 1 (рис. 7.4, а) застосовується для декількох гідродвигунів (3, 5 і 7), розподільники 64-го виконання за схемою 2, 4 і 6 вмикаються таким чином, що при їх нейтральному положенні напірна лінія гідросистеми з'єднується з баком. При вмиканні будь-якого з розподільників розвантаження насоса припиняється, і тиск в системі визначається настроюванням клапана 8. При

одночасному вмиканні двох розподільників гідродвигуни вмикаються по-слідовно, що обмежує зусилля (або моменти), які вони розвивають.

5. Розвантаження за допомогою запобіжного клапана непрямої дії з електричним керуванням розвантаженням. В цьому випадку електрична команда на розвантаження подається в моменти часу циклу, коли не вимагається створення тиску в гідросистемі. В гідроприводах деяких будівельно-дорожніх машин лінія дистанційного розвантаження запобіжного клапана послідовно проходить через спеціальні проточки всіх розподільників (або пілотів при електрогідравлічному керуванні) і при нейтральному положенні розподільників з'єднується з баком. При вмиканні будь-якого з розподільників дана лінія перекривається, в результаті чого припиняється режим розвантаження, і в гідросистемі з'являється повний робочий тиск.

6. Застосування гідроакумулятора і розвантажувального клапана.

7. Використання найбільш економічних схем установки дроселя в гідросистемах. Якщо гідродвигун отримує живлення від індивідуального насоса, мінімальні енергетичні втрати можливі при установці дроселя в паралельній гідролінії, або регулятора витрат МПГ55-1 із запобіжним клапаном, оскільки в цих випадках тиск в напірній лінії приблизно відповідає навантаженню на гідродвигуні (при використанні регуляторів МПГ55-2 і МПГ55-3 тиск завжди максимальний).

8. Заміна дросельного регулювання швидкості об'ємним.

9. Вибір параметрів нерегульованих насосів з мінімально допустимим запасом по відношенню до максимальних витрат робочої рідини і тиску в циклі роботи верстата. Наявність надмірно великих запасів по тиску і витратах погіршує тепловий режим гідросистеми. В ряді випадків, коли один з гідродвигунів рухається короткочасно з великою швидкістю, наявність гідроакумулятора дозволяє використовувати насос з меншою подачею.

10. Застосування апаратів пропорційного керування, що дозволяють дистанційно змінювати подачі насоса, тиск, дроселювання потоку, забезпечуючи оптимальні умови роботи гідропривода.

11. Установка безпосередньо в гідроциліндрі 3 (рис. 7.4, б) зворотного клапана 2, через який робоча рідина в кінці ходу поршня зливається з напірної лінії в бак. При зворотному руху клапани 2 і 5 запираються, і робоча рідина через розподільник 1 надходить в штокову порожнину гідроциліндра, а з його поршневої порожнини через дросель 4 і розподільник 1 витискається в бак.

12. Збільшення прохідних перерізів апаратів і трубопроводів.

13. Застосування робочих рідин відповідної в'язкості. Втрати потужності можуть зростати як при зменшенні в'язкості у порівнянні із вказаною в паспорті верстата (в зв'язку зі зростанням внутрішніх витоків), так і при її збільшенні (в зв'язку зі зростанням втрат тиску).

Після складання принципової схеми, орієнтуючись на визначений тип насоса, попередньо встановлюють величину робочого тиску в гідроприводі (найчастіше $p = 4 \div 6$ МПа), бажано з деяким запасом, який при необхідності може бути використаним при відлагодженні обладнання. Враховуючи, що втрати тиску можуть сягати 10% від робочого тиску (в гідроприводах низького тиску, наприклад шліфувальних верстатів, до 20%), визначають максимальний тиск в гідродвигунах, рівний **(0,8 ÷ 0,9) p**. Аналізуючи графіки руху, визначають максимальні тягові зусилля (або крутні моменти), а отже, - площу поршня гідроциліндра або робочий об'єм гідромотора [див. формули (7.23), (7.26), (7.12)].

При відомих швидкостях руху і розмірах гідродвигунів, за циклограмою можна знайти потрібні витрати робочої рідини на кожному з переходів і з деяким запасом (для компенсації витоків і забезпечення нормальної роботи запобіжного клапана, якщо він є) - подачу насоса гідропривода.

Далі у відповідності з принциповою схемою приступають до підбору апаратури та інших вузлів гідропривода за їх функціональним призначенням і величиною умовного проходу, віддаючи перевагу уніфікованим виробам, які добре зарекомендували себе в промисловості; розраховують прохідні перерізи трубопроводів за формулою (13.38) в залежності від витрат робочої рідини **Q**, що проходять по тій або іншій ділянці гідросистеми, і рекомендованої швидкості v_m .

За формулою 7.9 знаходиться споживана потужність насоса; за (7.37) підбирається електродвигун привода (з перевіркою за максимальною потужністю). На основі теплового розрахунку [див. (7.34) - (7.36)] обирається необхідний об'єм бака або приймається рішення про застосування теплообмінників. Доцільно використання уніфікованих установок [7].

При викреслюванні принципової схеми гідропривода всі елементи, як правило, зображуються у вихідному положенні (розподільники при відключених магнітах і т.п.). Кожний елемент повинен мати літерно-цифрове позиційне позначення. Застосовуються літери: А - пристрій; АК - гідроакмулятор; Б - бак; Д - гідродвигун поворотний; ДП - дільник потоку; ДР - дросель; ЗМ - гідрозамок; К - клапан; КТ - гідроклапан тиску; КЗ - зворотний клапан; КЗП - запобіжний клапан; КР - редуційний клапан; М - гідромотор; МН - манометр; Н - насос; НА - насос аксіально-поршневий; НП - насос пластинчастий; НР - насос радіально-поршневий; Р - розподільник; РТ - реле тиску; РВ - регулятор витрат; Ф - фільтр; Ц - гідроциліндр. В межах групи елементи можуть мати порядкові номери, наприклад, Р1, Р2, Р3. Позиційні позначення розташовуються праворуч або зверху відносно умовно-графічного позначення елемента. Розташування графічних позначень елементів і пристроїв (наприклад, гідропанелей) на схемі повинно приблизно відповідати їх дійсному розташуванню у виробі. При викреслюванні умовних позначень гідродвигунів рекомендується дотримуватись певного масштабу (діаметри гідроциліндрів, величина ходу і т.п.); теж саме відноситься і до інших вузлів (апаратура з різноманітними **D_y**,

насоси, фільтри і т.п.). Поблизу гідродвигунів ставляться стрілки, які вказують напрямок дії (наприклад, “затискання”, “фіксація”). На принциповій схемі у вигляді таблиці слід наводити перелік елементів у алфавітному порядку з їх позиційним позначенням, найменуванням, типом і кількістю; в примітках вказуються основні параметри (робочий тиск, витрати, розміри гідродвигунів, швидкості руху та інші). Однотипні елементи (наприклад, розподільники P7 ... P12) записуються в один рядок. Всім лініям зв'язку присвоюються порядкові номери 1, 2, 3, ..., як правило, в напрямку потоку; дренажні лінії нумеруються в останню чергу. Номери звичайно ставляться поблизу обох кінців ліній, причому номери відповідних трубопроводів на схемі з'єднань, що складається розробником верстата, і на принциповій схемі повинні збігатися. Крім переліку елементів на принциповій схемі наводиться таблиця всіх основних рухів, що реалізуються гідроприводом, з вказанням номерів електромагнітів розподільників, які вмикаються при цьому.

В розділі “Гідрообладнання” poradnika z eksploatacii navodиться opis i ciklograma roboti gidroprivoда, типи і параметри комплектуючих виробів, регульовальні дані (тиски, витрати), тип робочої рідини і місткість гідробака, вказівки з монтажу та експлуатації, можливі несправності гідропривода і способи їх усунення. Рекомендується докладно описувати всі можливі несправності.

Література

1. Абрамов Е.И., Колесниченко К.А., Маслов В.Т. Элементы гидропривода: Справочник. - К.: Техніка, 1977. - 320 с.
2. Справочник по гидравлике/ В.А.Большаков, Ю.М.Константинов и др. - К.: Вища шк. Головное изд-во, 1984. - 343 с.
3. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы/ Т.М.Башта, С.С.Руднев, Б.Б.Некрасов и др. - М.: Машиностроение, 1982. - 423 с.
4. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. - М.: Машиностроение, 1974. - 607 с.
5. Моль Р. Гидропневмоавтоматика: Пер. с фр. - М.: Машиностроение, 1975. - 353 с.
6. Чупраков Ю.И. Гидропривод и средства гидроавтоматики. - М.: Машиностроение, 1979. - 232 с.
7. Свешников В.К., Усов А.А. Станочные гидроприводы: Справочник. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1988. - 512 с.
8. Справочник по гидравлике/ В.А.Большаков, Ю.М.Константинов и др. - К.: Вища шк. Головное изд-во, 1984. - 343 с.
9. Смыслов В.В. Гидравлика и аэродинамика. - К.: Вища шк. Головное изд-во, 1979. - 336 с.
10. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. - М.: Машиностроение, 1976. - 424 с.
11. Лещенко В.А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением. - М.: Машиностроение, 1975. - 288 с.
12. Машиностроительный гидропривод/ Л.А.Кондаков, Г.А.Никитин, В.Н.Прокофьев и др.; под ред. В.Н.Прокофьева. - М.: Машиностроение, 1978. - 495 с.
13. Богданович Л.Б. Гидравлические приводы. - К.: Вища шк. Головное изд-во, 1980. - 232 с.
14. Герц Е.В., Крейнин Г.В. Расчет пневмоприводов: Справ. пособие. - М.: Машиностроение, 1975. - 272 с.
15. Чупраков Ю.И. Гидропривод и средства гидроавтоматики. - М.: Машиностроение, 1979. - 232 с.
16. Докукин А.В., Рогов А.Я, Фейфец Л.С. Радиально-поршневые гидромоторы многократного действия. - М.: Машиностроение, 1980. - 288 с.
17. Дьячков Б.И. Высокомоментные моторы однократного действия. - М.: Машиностроение, 1980. - 119 с.
18. Келлерман Ю.И. О синтезе пневматических систем управления, заданных на языке ЯРУС// Пневматика и гидравлика. - М., 1977. - Вып. 4. - С. 108-112.
19. Осецкий А.О. Некоторые вопросы регулирования скоростей в гидроприводах металлорежущих станков. - В сб.: «Исследования в области металлорежущих станков». Вып. 4. М.: Машгиз, 1961. - С.112-117.
20. Великанов К.М., Решетихин Н.В. Изменение экономической эффективности вариантов гидропривода металлорежущих станков в зависимо-

сти от мощности. - "Научно-технический информационный бюллетень", 1960, №4.

21. Зайченко И.З. Развитие автоматического гидропривода. - В сб. «Автоматизация привода и управления машин». М.: Наука, 1967.

22. Коновалов В.М., Скрицкий В.Я., Рокшевский В.А. Очистка рабочих жидкостей в гидроприводах станков. М.: Машиностроение, 1976. - 288с.

23. Гидроприводы объемные, пневмоприводы и смазочные системы. Выбор, монтаж и эксплуатация уплотнений/ В.Я.Скрицкий, В.М.Рябошапка, Р.Я.Каневский и др. М.: НИИмаш, 1982. - 112 с.

24. Овандер В.Б. Современные уплотнения гидропневмосистем металлообрабатывающего оборудования и промышленных роботов. М.: НИИмаш, 1982. - 44 с.

25. Электрогидравлические усилители мощности. Методические рекомендации. М.: Минстанкинпром, 1978. - 27 с.

26. Гидропривод и гидрооборудование в станкостроении/ А.Я.Оксененко, Ф.А.Наумчук, Ф.И.Гендельман и др. М.: НИИмаш, 1980. - 140 с.

27. Применение гидроаппаратуры с дистанционным пропорциональным управлением на базе линейных электромагнитов с электронными согласующими блоками/ А.Я.Оксененко, В.М.Резниченко, Б.И.Говзман и др. Под ред. П.З.Гуцевича. М.: НИИмаш, 1984. - 48 с.

28. Комплектные электрогидравлические шаговые приводы для станков и промышленных роботов/ Г.И.Каменецкий, А.К.Енгальчев, Л.С.Столбов и др. М.: ЭНИМС, 1984. - 68 с.

29. Столбов Л.С., Комаревская О.В. Линейные электрогидравлические приводы станков с ЧПУ и промышленных роботов. М.: НИИмаш, 1982. - 38 с.

30. Столбов Л.С., Комаревская О.В. Линейный электрогидравлический привод промышленных роботов// Сб. науч. тр. М.: ЭНИМС, 1982. - 195с.

31. Пересадько Ю.В. Точность синхронизации автоматических синфазных гидравлических систем// Гидропривод и гидропневмоавтоматика: Респ. межвед. научн.-техн. сб. -К., 1981. - Вып. 17. - С. 43-49.

32. Машины вибрационного и виброударного действия/ Р.Д.Искович-Лотоцкий, И.Б.Матвеев, В.А.Крат.-К.: Техніка, 1982. - 208 с.

33. Севостьянов І.В. Синтез схем вібропресів для багатокomпонентного пресування заготовок.// Вісник Вінницького політехнічного інституту. - 1998. - №1 (18). - С. 93 - 96.

34. Патент на винахід 12377 А, Україна МПК⁶ F15B 21/12. Генератор імпульсів тиску. / Р.Д.Іскович-Лотоцький, Р.Р.Обертюх, І.В.Севостьянов, Д.М.Климчук (UA).- №94097057. Заявлено 26.09.94; Опубл. 02.12.96, Бюл. №1.

35. Свешников В.К. Вращающиеся гидроцилиндры зажима патрона// Сб. науч. тр. М.: ЭНИМС, 1982. - 195 с.

36. Каменецкий Г.И. Гидравлический привод автоматической смены инструмента// Сб. науч. тр. М.: ЭНИМС, 1982. - 195 с.
37. Свешников В.К, Усов А.А. Гидроприводы оборудования для автоматизированных производств металлообработки. М.: ВНИИТЭМР, 1987. - 47 с.
38. Свешников В.К, Столбов Л.С, Усов А.А. Гидроприводы металло-режущих станков и промышленных роботов (манипуляторов). М.: НИИ-маш, 1983. - 45 с.
39. Яковенко В.В. и др. Адаптивная система управления тяжелыми универсальными токарными станками// Станки и инструмент. - 1978. - №2. - С. 11 - 12.
40. Анисимов А.А. и др. Станок для глубокого сверления с автоматической системой регулирования крутящего момента// Станки и инструмент. - 1979. - №4. - С. 9 - 10.
41. Зайченко И.З и др. Адаптивная система разгрузки ползуна карусельного станка при обработке глубоких отверстий// Станки и инструмент. - №11. - 1978. - С. 13 - 15.
42. Воскресенский Л.А., Артемьев В.И. Повышение производительности шлифшлифования путем использования автоматической системы регулирования// Станки и инструмент. - 1973. - №3. - С. 27.
43. Левитский Н.И., Цуханова Е.А. Расчет управляющих устройств для торможения гидроприводов. М.: Машиностроение, 1975. - 288 с.
44. Комаревская О.В., Столбов Л.С. Практические расчеты гидравлических систем. М.: Машиностроение, 1984. - 44 с.

Навчальне видання

Р.Д. Іскович-Лотоцький, І.В. Севостьянов

Приводи автоматизованого устаткування

НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК

Ч. III

Оригінал-макет підготовлено авторами

Редактор В.О.Дружиніна
Коректор З.В.Поліщук

Підписано до друку *4.06.02р.*
Формат 29,7x42 ¼ Гарнітура Times New Roman
Друк різнографічний Ум. друк. арк. *3.31*
Тираж 75 прим.
Зам. № *2002-153*

Віддруковано в комп'ютерному інформаційно-видавничому центрі
Вінницького державного технічного університету
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95, ВДТУ, ГНК, 9-й поверх
Тел. (0432) 44-01-59