

ЛЕКЦІЯ № 2

ПОРШНЕВІ ГІДРОМАШИНИ, ПОВОРОТНІ ГІДРОДВИГУНИ

Матеріал лекції

Загальні відомості та класифікація поршневих гідромашин.

Поршневі насоси. При великій розмаїтості конструкцій можна всі їх підрозділити на три групи: а) насоси одинарної (простої) дії; б) насоси подвійної дії; в) насоси потрійної дії.

Схема пристрою поршневого насоса простої дії представлена на рис. 1, а.

За один оборот вала (подвійний хід поршня) насос робить один такт усмоктування й один такт нагнітання.

Фактична подача такого насоса визначається по формулі:

$$Q = \eta_0 \frac{SFn}{60} \text{ м}^3 / \text{с}.$$

Схема устрою поршневого насоса подвійної дії показана на рис. 1 б.

У насосі подвійної дії за один оборот вала кривошипа відбувається два такти нагнітання й усмоктування. Подача цього насоса рівномірніша, чим у насоса простої дії.

За один оборот вала кривошипа об'єм, що витісняється поршнем, дорівнює:

$$q_T = SF + S(F - f) = (2F - f)S,$$

де f - площа штока поршня, м^2 .

Середня подача насоса визначається залежністю

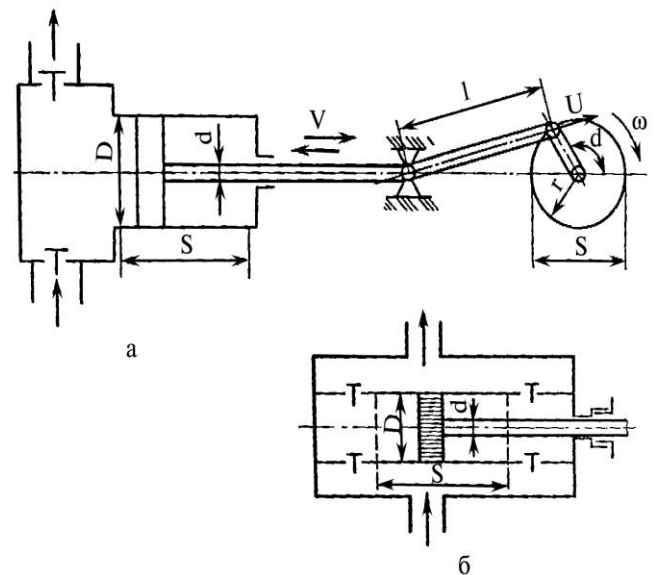
$$Q = \eta_0 \frac{(2F - f)Sn}{60}, \text{ м}^3/\text{с}$$

Насос потрійної дії являє собою строений насос простої дії. Звідси середня подача виразиться:

$$Q = 3\eta_0 \frac{FSn}{60}, \text{ м}^3/\text{с}$$

Якщо зневажити площею штока при визначенні подачі насоса, то його секундна подача може бути визначена з загальної формули

$$Q = \eta_0 i \frac{FSn}{60}, \text{ м}^3/\text{с}$$



де i - число дій насоса (для насоса одинарної дії $i=1$, подвійного $i=2$, потрійного $i=3$ і т.д.).

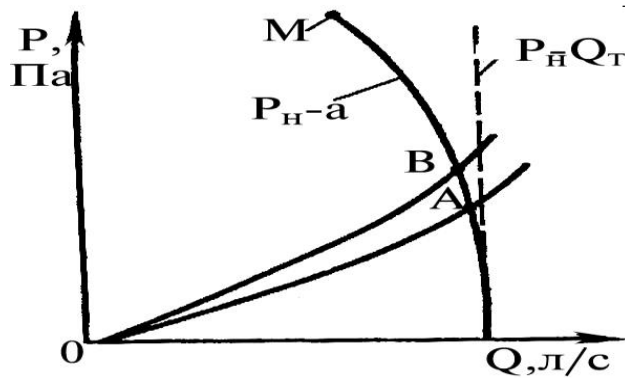


Рис. 2 Вплив тиску на подачу поршневого насоса.

До достоїнств поршневих насосів відносяться: досить високий ККД; незалежність напору від подачі; здатність перекачування рідин з різною в'язкістю; гарна усмоктувальна здатність.

Їм присущі і серйозні недоліки: нерівномірна подача і різкі коливання тиску, тихохідність, висока відносна вартість і металоємність.

Характерна риса роботи поршневих насосів полягає в тому, що тиск, що розвивається, не залежить від подачі і визначається характеристикою трубопроводу.

Характеристика впливу тиску в насосі на його подачу приведена на рис. 2. Як бачимо, теоретична подача не залежить від тиску. Дійсна ж подача зі збільшенням тиску трохи падає через збільшення об'ємних втрат у насосі. Фактичний тиск, що розвивається насосом, визначається точками А чи В перетинання характеристик трубопроводу і залежністю $P_n - Q$. При досягненні максимального тиску в насосі (точка М) відбувається відкриття запобіжного клапана. З викладеного ясно, що запуск поршневих насосів потрібно здійснювати при відкритій засувці на нагнітальній лінії

Регулювання подачі поршневого насоса здійснюють шляхом зміни η_0 за допомогою регульованого перепускного клапана, через який частина рідини з нагнітального трубопроводу чи робочої камери направляється знову в усмоктувальну трубу.

Основні поняття і технічні параметри поршневих гідромашин та методика їх розрахунку.

Методика розрахунку та вибору поршневих гідромашин.

Гідроциліндри - це об'ємний гідродвигун зі зворотно-поступальним рухом вихідної ланки. У різних галузях техніки використовуються

найрізноманітніші як по конструкції, так і по функціональному призначенню типи гідроциліндрів. Конструктивні схеми гідроциліндрів представлені на рис. 3.

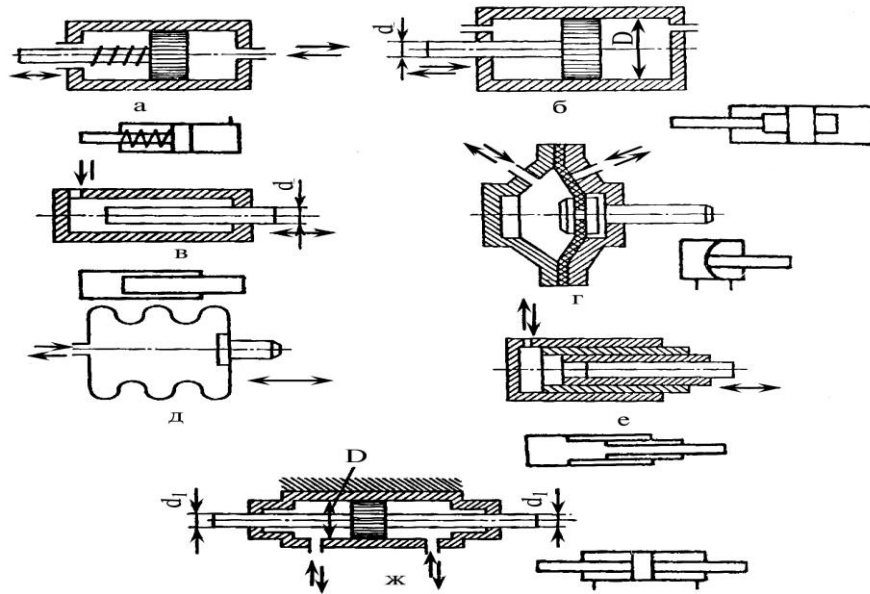


Рис. 3 Конструктивні схеми гідроциліндрів: а - поршневий одnobічної дії; б-поршневий двосторонньої дії; в - плунжерний; г - мембранний; д - сильфонний; е - телескопічний; ж - зі штоком, розташованим по обидві сторони поршня.

Гідроциліндр, у якому рух вихідної ланки під дією робочої рідини можливо забезпечити тільки в одному напрямку, називається **гідроциліндром одnobічної дії** (рис. 3, а). Рух вихідної ланки при цьому в протилежному напрямку може відбуватися під дією пружини, сили ваги чи іншим способом. Якщо ж рух вихідної ланки можливо в двох протилежних напрямках, то такий гідроциліндр називається **гідроциліндром двосторонньої дії** (рис. 3, б).

У залежності від конструкції робочої ланки гідроциліндри бувають: поршневі (рис. 3, а, б), плунжерні (рис. 3, в), мембранні (рис. 3, г), сильфонні (рис. 3, д). Під робочою ланкою гідродвигуна взагалі і гідроциліндра зокрема розуміється деталь чи група деталей, що беруть участь в утворенні робочої камери і, що приводять у рух вихідну ланку.

Приведені конструктивні схеми гідроциліндрів дозволяють забезпечити повний хід вихідної ланки рівним ходом робочої ланки і тому їх прийнято називати одноступінчастими гідроциліндрами. А гідроциліндри, у яких повний хід вихідної ланки дорівнює сумі ходів усіх робочих ланок, називаються телескопічними (рис. 3, е).

У залежності від числа поршнів чи плунжерів телескопічні гідроциліндри можуть бути двоступінчастими, триступінчастими і т.д. При цьому ступінь з найменшим діаметром поршня чи плунжера називається першою ступінню, наступна- другою ступінню і т.д.

Розрізняють гідроциліндри з одностороннім і двостороннім штоком, розуміючи під першим поршневий гідроциліндр зі штоком з однієї сторони і під другим гидроциліндр зі штоком, розташованим по обидві сторони поршня (рис. 3, ж). Нерідко доцільно з'єднувати з рухомою частиною машини не шток, а корпус циліндра. Рідину в циліндр у цьому випадку підводять через гнучкі трубопроводи (шланги) або через канали у штоку.

При експлуатації гідроциліндрів, особливо з великими інерційними навантаженнями на вихідній ланці, з метою запобігання виникнення ударних навантажень використовують гидроциліндри з гальмуванням, у конструкції яких передбачаються пристрої, що демпфують, цим самим забезпечують плавне сповільнення руху поршня.

Найбільш розповсюджені конструктивні схеми таких демпферів показані на рис. 4. У конструкції (рис. 4, а) демпфірування досягається за рахунок видавлювання рідини стовщенням штока через кільцевий зазор, що утвориться між цим стовщенням і циліндричним розточенням, виконаним в кришці гідроциліндра. На рис. 4 б показана конструкція, у якій демпфірування досягається послідовним вимиканням випускних отворів, що з'єднують порожнину гідроциліндра з лінією зливу. Активною гальмовою поверхнею в цьому випадку служить уся площа поршня (чи площа поршня за винятком площі штока).

У конструкції, показаній на рис. 4 в, демпфірування здійснюється включенням наприкінці ходу подовжньої дроселіруючої щілини, а в конструкції на 3, г – вимиканням дросельного клапана.

У гідросистемах тракторів і сільськогосподарських машин застосовують гидроциліндри як поршневі, так і плунжерні. Плунжерні гидроциліндри, у свою чергу, підрозділяються на одноступінчаті і багатоступінчасті (телескопічні). У начіпних системах тракторів, а також у машинах, у яких у процесі роботи необхідно регулювати хід штока, використовують в основному уніфіковані поршневі гидроциліндри типу Ц с робочим тиском 10, 16 і 20 МПа.

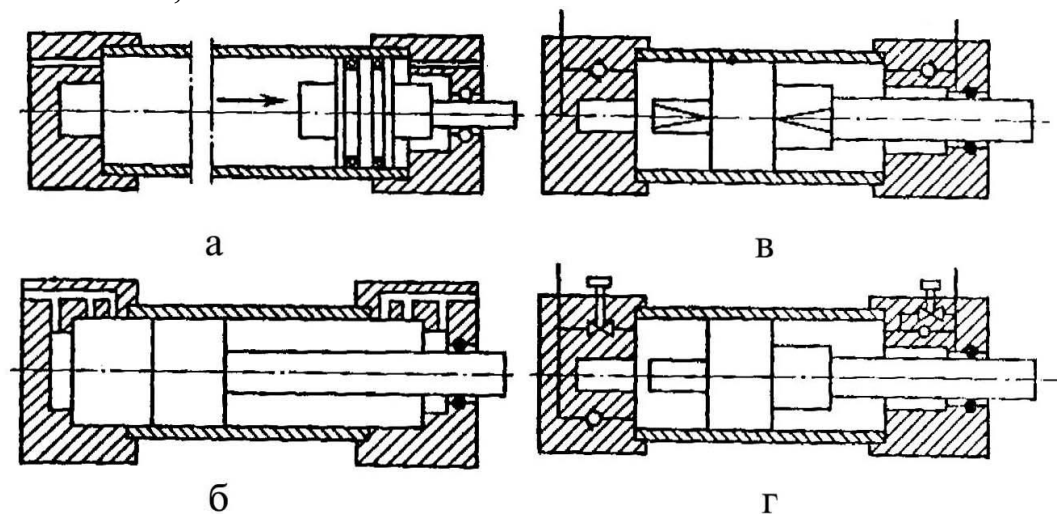


Рис.4 Конструктивні схеми демпфіруючих пристроїв гидроциліндрів.

У гідросистемах сільськогосподарських машин застосовуються в основному нормалізовані поршневі гідроциліндри, розраховані для роботи на мінеральних маслах у діапазоні температури робочої рідини від -10 до $+70^{\circ}\text{C}$. Максимальний тиск для цих гідроциліндрів 16 МПа , швидкість поршня - до $0,5\text{ м/с}$.

Плунжерні гідроциліндри застосовуються для здійснення зворотно-поступального руху робочих органів, коли зворотній хід цих органів відбувається за рахунок власної маси, чи за рахунок дії пружинних і інших пристроїв. Зокрема, плунжерні гідроциліндри застосовуються для підйому жнивarki зернозбирального комбайна, в автoнавантажувачах, в автомобілях-самоскидах і ін. Вони працюють на мінеральних маслах при найбільшому робочому тиску до 10 МПа зі швидкістю переміщення плунжера до $0,3\text{ м/с}$.

Телескопічні гідроциліндри застосовують у сільськогосподарських машинах, де потрібно значний хід штока при мінімальних розмірах корпусу гідроциліндра; зворотний хід у них здійснюється за рахунок маси робочих органів (наприклад, кузова самосвальних візків, автомобілів). Телескопічні гідроциліндри розраховані для роботи при номінальному тиску в гідросистемі до 10 МПа .

У сільськогосподарських машинах гідродвигуни поступального руху (гідроциліндри) використовують в основному або для переміщення і фіксації відносно один одного різних вузлів, або для приведення робочих органів машини в періодичний зворотно-поступальний рух. На сільськогосподарських машинах крім гідроциліндрів знаходять застосування і гідродвигуни зворотно-поступального руху (ДЗП), що застосовуються для приводу в дію ріжучих апаратів косарок, жниварок, пристосувань для підрізування виноградної лози й інших механізмів.

Прийнято вважати, що з підвищенням тиску і відповідно зі зменшенням розмірів гідроциліндрів поліпшуються їх економічні показники. Однак з підвищенням тиску збільшується товщина стінок циліндра і трубопроводів, зростає необхідність підвищення точності виготовлення, ускладнюється конструкція ущільнювальних пристроїв для рухливих і нерухомих з'єднань, виникає необхідність у застосуванні більш дорогих насосів і апаратури. Тому з підвищенням тиску з'являється ряд суперечливих вимог, що впливають на економічну ефективність.

Загальні витрати з підвищенням тиску знижуються лише до деякої межі, а потім починають зростати.

Можна констатувати, що оптимальний робочий тиск - це тиск $25...30\text{ МПа}$, при якому одержується найбільший економічний ефект. У сільськогосподарському машинобудуванні освоєне виробництво гідроциліндрів на робочий тиск $16...20\text{ МПа}$. Тому питання підвищення робочого тиску в гідроприводах тракторного і сільськогосподарського машинобудування залишається відкритим.

Основні параметри поршневих гідроциліндрів - це рушійне зусилля на штоку P і швидкість поршня V .

Рушійне зусилля P на штоку спрощено без урахування сил тертя, протитиску в не робочій порожнині і сил інерції визначається по формулі $P = pF$.

При цьому для поршневого гідроциліндра двосторонньої дії (рис. 8, б) при подачі рідини в поршневу порожнину площа F розраховується по формулі $F = \pi D^2/4$, при подачі в штокову порожнину і для гідроциліндра з двостороннім штоком (рис. 8, ж) (за умови рівності діаметрів правого і лівого штоків): $F = \pi(D^2 - d_1^2)/4$, де D і $d=d_1=d_2$ —діаметри відповідно поршня і штока, м.

Для плунжерного гідроциліндра (рис. 9, в) робоча площа $F_{um} = \pi d^2/4$ — це площа перетину штока.

Розрахункову швидкість поршня (без урахування витоків рідини) визначимо по формулі $V = Q/F$.

З приведеної формули випливає, що при однаковій подачі рідини в обидві порожнини гідроциліндра з однобічним штоком швидкість штока при надходженні рідини в штокову порожнину буде більше швидкості при подачі в поршневу порожнину у відношенні $D^2/D^2 - d^2$.

Отже, при використанні поршневих гідроциліндрів двосторонньої дії представляється можливим вибором розмірів D і d мати великі зусилля при ході штока в одному напрямку (при подачі рідини в поршневу порожнину циліндра) і великі швидкості при зворотному ході (при подачі рідини в штокову порожнину). Швидкість поршня цього гідроциліндра при подачі рідини в поршневу (V_{Π}) і штокову (V_{um}) порожнини визначається так:

$$V_{\Pi} = \frac{4Q}{\pi d^2}; V_{um} = \frac{4Q}{\pi(D^2 - d^2)}.$$

Таким чином, при відповідному підборі діаметрів штока і поршня можна одержувати різні рушійні зусилля і швидкості поршня. Наприклад, при $d = D/\sqrt{2}$ швидкість поршня при русі в праву сторону буде в два рази більше, а рушійне зусилля в два рази менше.

У випадку, коли різниця швидкостей і рушійних зусиль не бажані, гідроциліндри включають за допомогою золотника за диференціальною схемою, при якій штокова порожнина з'єднана з живильною лінією.

На практиці, у процесі експлуатації в результаті тертя рухливих з'єднань у гідроциліндрі виникають сили тертя (R_{TP}) і сили інерції ($R_{ин}$) частин, що рухаються, при перехідних режимах, викликаних прискоренням і уповільненням.

Крім того, у ряді випадків при розрахунках рушійного зусилля не можна зневажати протидіючої силою (K), викликаній тиском у зливальній магістралі.

З урахуванням цього, ефективна рушійна сила на штоку гідроциліндра

визначиться по формулі:

$$P_{\phi} = P - (R_{TP} + R_{ин} + K)$$

Сила тертя (R_{TP}) у загальному виді визначається по формулі

$$R_{TP} = \mu(R_n + G),$$

де μ - коефіцієнт тертя; G - вага рухливих частин циліндра і механізму навішення, кг; R_n - нормальна сила поршня на корпус циліндра і штока на опорну поверхню передньої кришки, Н.

Сила інерції частин, що рухаються:

$$R_{ин} = -ma, \quad ,$$

де m - маса частин, що рухаються, (включаючи рідину), кг; a - прискорення частин, що рухаються, (включаючи рідину), м²/с.

Цей вид навантаження особливо важливе значення має для гідроциліндрів навантажувачів і екскаваторів, де число реверсів у хвилину досягає 10, а маса рухливих частин - декількох тонн.

При рівномірному русі сила інерції $R_{ин} = 0$, відповідно з чим

$$P_{\phi} = P - (R_{TP} + K).$$

У плунжерному гідроциліндрі об'єм рідини, що витісняється, дорівнює нулю і тому при рівномірному русі $P_{\phi} = P - R_{TP}$.

Найважливіша функціональна характеристика гідроциліндра - це його загальний ККД

$$\eta_{обш} = \eta_{мех} \eta_o$$

Механічний ККД ($\eta_{мех}$) силового гідроциліндра в залежності від різних факторів коливається від 0,97 до 0,81 в кожному конкретному випадку визначається силою тертя. Сила тертя залежить головним чином від конструкції циліндра, відхилень форми і взаємного положення поверхонь як самого гідроциліндра, так і деталей механізму навіски, у яку він вставляється. Крім того, сила тертя також залежить від якості поверхні матеріалів, що сполучаються, і ущільнень поршня і штока. Причому сила тертя нерідко досягає великих значень. Наприклад, для гідроциліндра механізму ковша екскаватора сила тертя досягає 1900 Н.

У загальному випадку $\eta_{мех} = P_{\phi} / P$, де P_{ϕ} і P - відповідно фактичне і розрахункове рушійне зусилля. На практиці розрахунок вираховується за результатами даних, отриманих при стендових іспитах.

У циліндрах, поршні яких ущільнені гумовими чи шкіряними манжетами, або гумовими кільцями, виток рідини практично відсутній, тому об'ємний ККД (η_o) близький до 1.

Вітчизняною промисловістю виробляються гідроциліндри в трьох виконаннях, що позначаються цифрами 2, 3, 4 (табл. 1).

Таблиця 1 - Класифікація поршневих гідроциліндрів

Виконання	Характеристика	
	Номінальний тиск, МПа	Внутрішній діаметр гідроциліндра, мм
2	14, 20, 25	55, 75, 90, 100, 110
3	14, 20, 25	50, 60, 63, 80, 100, 110
4	14, 20, 25	63,80 і 100

Приклад умовної позначки гідроциліндра: Ц-80-200-4; цифра 80 позначає діаметр поршня; 200 - хід поршня, а 4 - виконання.

Поворотні гідромашини (гідродвигуни).

Для зворотно-поворотних рухів робочих органів машин на кут, менший 360^0 , крім усіляких механізмів з хитними гідроциліндрами і кривошипно-ползунними гідравлічними механізмами, широко використовуються поворотні гідродвигуни (моментні гідроциліндри чи гідроциліндри поворотної дії) зі зворотно-поворотним щодо корпуса обмеженим рухом вихідної ланки. Поворотний гідродвигун визначається в загальному випадку як об'ємний гідродвигун з обмеженим кутом поворота вихідної ланки.

Застосування в гідроприводах поворотних гідродвигунів спрощує кінематику передавальних ланок машин і механізмів у порівнянні з гідроприводами, у яких для цих же цілей застосовуються гідроциліндри. Це пояснюється тим, що вал поворотного гідродвигуна може бути безпосередньо з'єднаний з валом приводної машини без будь яких проміжних кінематичних ланок, що знижують точність кутів повороту машини.

По виду робочих органів поворотні гідродвигуни бувають шибєрні, поршневі і мембранні.

Шибєрним поворотним гідродвигуном (рис. 5) називається гідродвигун з робочими ланками у виді шибєрів.

На практиці поширені шибєрні поворотні гідродвигуни, у яких робочий орган – пластина чи кілька пластин, жорстко з'єднані з валом двигуна.

На (рис. 5, а) показана конструкція лопатевого механізму, у якого робочий циліндр розділяється перегородкою 1 і лопаттю 2 на дві камери. Перегородка, для ущільнення, притискається до вала пластинчастою пружиною 3, або гідравлічним способом. Основні параметри поворотних гідродвигунів – це номінальний тиск $P_{НОМ}$, номінальна витрата $Q_{НОМ}$, крутящий момент $M_{кр}$, кутова швидкість і кут повороту вала гідродвигуна.

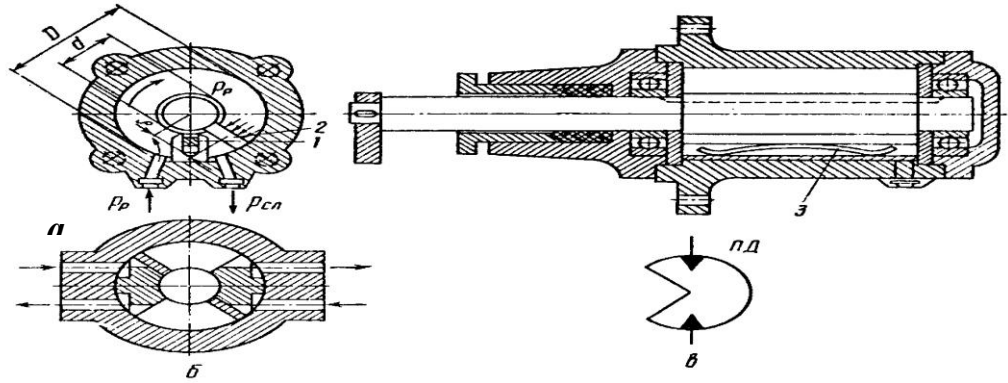


Рис. 5 Схема шибєрних поворотних гідродвигунів: а - однопластинчастий; б - двопластинчастий; в- умовна позначка поворотного гідродвигуна.

Розрахункова величина крутячого моменту, $M_{кр}$ на валу шибєрного гідродвигуна з однією пластиною

$$M_{кр} = (p_p - p_{cl})FR$$

де p_p, p_{cl} - відповідно робочий тиск і тиск зливу, $p_p - p_{cl} = \Delta p$; F - площа пластини; $F = (D - d)/2b$ R - плече прикладання сили $P = (D + d)/4$ b - ширина пластини, м,

тоді

$$M = \frac{\Delta p b}{8} (D^2 - d^2)$$

Кутова швидкість ω вала визначається з умови рівності витрати рідини Q й обсягу, описуваного пластиною в одиницю часу:

$$Q = V_{ок} F$$

де

$$V_{ок} = \omega R; \omega = \frac{8Q}{(D^2 - d^2)b}.$$

При наявності двох і більш пластин (рис.10) крутящий момент, відповідно збільшується, а кутова швидкість зменшується:

$$M = \frac{Z \Delta p b}{8} (D^2 - d^2);$$

$$\omega = \frac{8Q}{Zb(D^2 - d^2)}$$

де Z - число пластин.

Кути повороту ротора при одній, двох і трьох пластинах відповідно рівні 280, 140 і 70°.

Поршневим поворотним двигуном називається гідродвигун з робочими ланками у вигляді поршнів.

На рисунку 6, а показаний двухпоршневий поворотний гідродвигун з рейковим перетворювачем, використовуваний на екскаваторах

сільськогосподарського призначення, у гірських і металургійних машинах і ін.

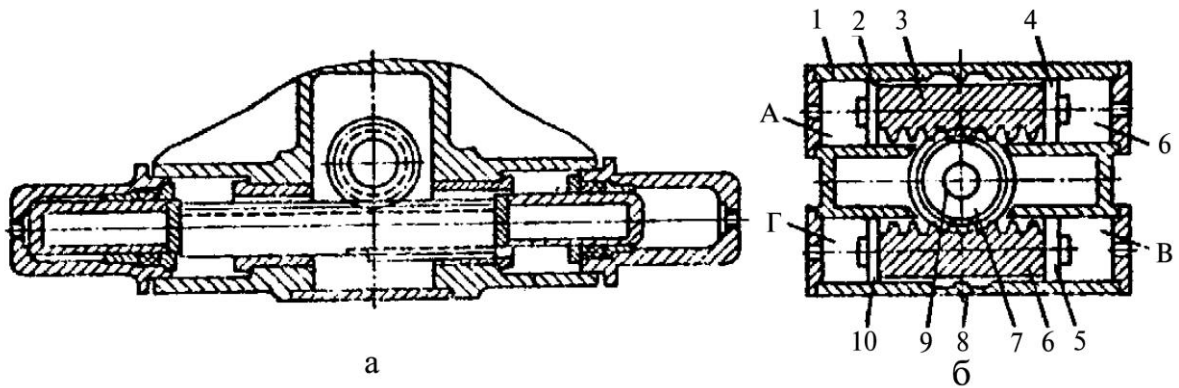


Рис. 6 Схеми поршневих поворотних гідродвигунів: а - двохпоршневий; б - чотирьохпоршневий.

Недолік цього гідродвигуна – у наявності зазору в зачепленні, що сприяє появі ударів при зміні знака навантаження. Трохи позбавлені цього недоліку чотирьохпоршнєві поворотні гідродвигуни з двома рейково-зубчастими передачами (рис. 6 б). Основні конструктивні елементи такого двигуна – це корпус 1 і поршні 2, 4, 5 і 10, встановлені в циліндричних розточеннях корпуса. Поршні попарно жорстко з'єднані зубчастими рейками 3 і 6, що входять у зачеплення з зубчастим колесом 7. Вихідна ланка гідродвигуна - вал 9. Для вибору зазору і запобігання від повороту рейки навколо подовжньої осі передбачені два упори 8. Гідродвигун має чотири робочі камери, що при роботі гідродвигуна з'єднуються попарно: А и В, Б и Г.

Принцип роботи гідродвигуна полягає в наступному. При підведенні рідини під тиском, наприклад, у робочі камери А и В поршні 2 і 5 переміщуються в різні сторони. Разом з поршнями переміщуються і рейки, що повертають зубчасте колесо 7 з валом 9 по годинній стрілці. Одночасно при цьому робоча рідина поршнями 4 і 10 витісняється з камер Б и Г у зливальну лінію гідросистеми. Якщо змінити напрямок потоку робочої рідини і підвести її під тиском у камери Б и Г, то вал гідродвигуна повернеться проти часової стрілки. Розрахунковий крутящий момент, $M_{кр}$ и кутову швидкість на вихідній ланці (валу) гідродвигуна визначають по формулам:

$$M_{кр} = \Delta p \frac{\pi d^2 D_k Z}{8}$$

$$\omega = \frac{8Q}{\pi d^2 D_k Z},$$

де d - діаметр поршня; D_k - діаметр ділильного кола зубчастого колеса; Z - число поршнів, що працюють одночасно.

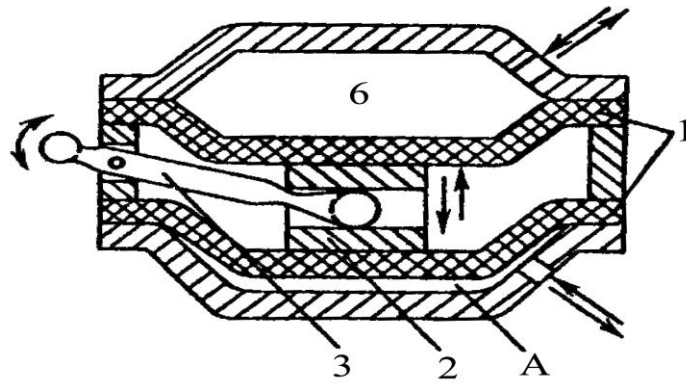


Рис.7 Схема мембранного поворотного гідродвигуна.

Мембранним поворотним гідродвигуном (рис. 7) називається гідродвигун з робочими ланками у виді мембран.

Принцип роботи гідродвигуна полягає в наступному.

При підведенні робочої рідини під тиском, наприклад у робочу камеру Б повзун 2 під дією сили тиску переміститься вниз, при цьому вільний кінець коромисла 3 зробить поворот по годинній стрілці. Одночасно обсяг робочої камери А зменшується і робоча рідина витісняється в зливальну магістраль. Якщо змінити напрямок потоку робочої рідини і підвести її під тиском у камеру А, то коромисло повернеться проти годинної стрілки. Кут повороту коромисла розглянутих гідродвигунів не перевищує 20° від нульового (середнього) положення.

Питання для самоконтролю до лекції №2.

1. Що називається гідроциліндром?
2. Дайте класифікацію гідродвигунів зворотно-поступальної дії.
3. Які основні параметри гідроциліндрів ви знаєте?
4. Що таке поворотні гідродвигуни? Як вони класифікуються?
5. Що таке зусилля на штоці гідроциліндра? Охарактеризуйте його.
6. За якими формулами знаходиться швидкість руху штока гідроциліндра двохсторонньої дії і односторонньої дії?
7. Що таке номінальна потужність гідроциліндра? Охарактеризуйте її.
8. Що таке демпферний пристрій гідроциліндра. Охарактеризуйте його роботу.
9. Що таке повний к.к.д. гідроциліндра? Охарактеризуйте його.
10. Що називається плунжерним гідроциліндром? В чому полягає особливість його розрахунку?
11. Що називається телескопічним гідроциліндром? В чому полягає особливість його розрахунку?
12. Які основні вимоги ставляться до гідроциліндрів?
13. За якими формулами знаходиться крутячий момент і кутова швидкість поршневого поворотного гідродвигуна? Охарактеризуйте їх.
14. За якими формулами знаходиться крутячий момент і кутова швидкість пластинчатого поворотного гідродвигуна? Охарактеризуйте їх.