

УДК 62-129. 37.001.76

Дуганець В.І.¹*к.т.н., д.пед.н., професор,***E-mail:** *duganec.viktor@rambler.ru;***Пукас В.І.¹***к.т.н., асистент,***E-mail:** *pukas.ivanna@gmail.com;***Майсус В.В.¹***асистент,***E-mail:** *mvvvas@gmail.com;***Олексійко С.Л.¹***асистент***E-mail:** *ovstt@i.ua**кафедра тракторів, автомобілів та енергетичних засобів,
інженерно-технічний факультет**¹Подільський державний аграрно-технічний університет
Кам'янець-Подільський, Україна*

ГІДРАВЛІЧНИЙ ПОРШНЕВИЙ ДВИГУН З КРИВОШИПНО- ШАТУННИМ МЕХАНІЗМОМ

Анотація

Наведено принципову схему та описано роботу гідравлічного поршневого двигуна з кривошипно-шатунним механізмом, який містить силовий циліндр з корпусом і торцевими фланцями, поршень розділяючий на першу та другу порожнини циліндр, кривошипно-шатунний механізм зв'язаний з поршнем, розподільник із золотником, нагнітальний і зливний канали, сполучаючі його з першою та другою порожнинами, бак з робочою рідиною і насос з перепускним клапаном. В ньому, додатково до поршня, приєднаний вихідний через один торець шток, зв'язаний із золотником, а в другій порожнині установлений третій фланець з утворенням між ним і поршнем третьої, сполученої з нагнітальним і зливним каналами розподільника, порожнини. Додатково в першій порожнині установлений перший, а в третій порожнині – другий гідравлічні підсилюючі механізми, виконані у вигляді осьових фланців, жорстко зв'язаних через діаметрально розміщені радіальні з осьовими отворами стержні з корпусом циліндра з отворами в місцях їх з'єднання. До фланців приєднані циліндричні втулки з розміщеними всередині внутрішніми поршнями, зв'язаними жорсткими тягами, причому поршень першої порожнини з одним боком, а третьої порожнини – з другим боком поршня. З нагнітальним і зливним каналами розподільника сполучена третя порожнина, через яку і третій фланець в другу порожнину проходять дві тяги додатково установленого важільно-тягового підсилювального механізму, з'єднані із поршнем і з середніми точками, розміщених в другій порожнині, двох важелів, одні кінці яких шарнірно приєднані до корпуса циліндра, а другі – зв'язані з шатуном кривошипно-шатунного механізму.

Ключові слова: гідравлічний поршневий двигун, кривошипно-шатунний механізм, силовий циліндр, робоча рідина, порожнини, підсилюючі механізми, циліндричні втулки, важелі, фланці.

Вступ. Гідравлічними двигунами називаються машини, які перетворюють енергію рідини в механічну енергію, а також машини, які збільшують питому енергію руху рідини, що є однією з основних умов збільшення продуктивності мобільно-енергетичних засобів будь-якої галузі виробництва для покращення техніко-економічних показників приводів, підвищення їхньої надійності і довговічності.

Гідравлічні двигуни застосовуються в техніці значно рідше за електричні, проте в ряді випадків вони мають суттєві переваги перед останніми. Гідравлічні двигуни менші за розмірами і масою, ніж електродвигуни відповідної потужності. Діапазон регулювання частоти обертання гідравлічного двигуна істотно ширший і може становити від 2500 об/хв до 30-40 об/хв, а в деяких випадках, у гідродвигунів спеціального виконання, доходить до 1-4 об/хв і менше. Час запуску і розгону гідродвигуна складає долі секунди, що для електродвигунів великої потужності (декілька кіловат) недосяжно. Для гідродвигуна не становлять небезпеки часті включення-виключення, зупинки і реверс. Закон руху вала гідродвигуна може легко змінюватися шляхом використання засобів регулювання гідропривода [1, 2].

Однак, гідравлічні двигуни також мають певні недоліки, пов'язані з нагрівом робочої рідини при роботі, що призводить до зменшення її в'язкості і збільшення витоків, тому в ряді випадків необхідне застосування спеціальних охолоджувальних пристроїв і засобів теплового захисту, необхідністю забезпечення в процесі експлуатації чистоти робочої рідини, оскільки наявність великої кількості абразивних часток в ній призводить до швидкого зносу деталей гідроустаткування, збільшення зазорів і витоків через них, і, як наслідок, до зниження об'ємного ККД, залежністю в'язкості робочої рідини, а значить і робочих параметрів гідроприводу, від температури навколишнього середовища, неможливістю ефективної передачі гідравлічної енергії на великі відстані внаслідок великих втрат напору в гідролінії на одиницю довжини [3, 4].

Аналіз основних досліджень і публікацій. Аналіз наукових досліджень показує, що перший прототип гідравлічного двигуна з внутрішнім зачепленням розроблений американськими інженерами Donald S Dence і Barry L Frost [5] в 1966 році на базі гідродвигунів іншого типу і фізики процесів планетарного зачеплення шестерень. Потім, у 1972 з'являється аналог, розроблений на базі Одеського політехнічного інституту [5], що дає поштовх для подальших досліджень і розробок в цій галузі на пострадянському просторі [7-10]. Пізніше з'являється безліч наукових видань, в яких описуються та досліджуються високомоментні гідродвигуни, в тому числі й поршневі та об'ємні.

Мета. Виходячи з умов роботи технічних засобів, які працюють в режимах, що супроводжуються короткочасними перевантаженнями, а також великими вихідними моментами або зусиллями при малих габаритних розмірах, основною метою було розробити таку конструкцію гідравлічного поршневого двигуна з кривошипно-шатунним механізмом, яка б відповідала перерахованим вимогам. Давала можливість підвищити ефективний коефіцієнт корисної дії двигуна, підвищити ефективність, надійність і довговічність його роботи.

Методологія дослідження. Гідравлічний поршковий двигун належить до засобів перетворюючих енергію тиску рідини в механічну енергію обертового руху і може бути використаний в системах і установках із значними короткочасними перевантаженнями, а також великими вихідними моментами або зусиллями при малих габаритних розмірах і необхідності розвивати високі кутові прискорення.

Найбільш близьким за технічною суттю являється відомий подвійної дії поршковий двигун з кривошипно-шатунним механізмом, що містить силовий циліндр, розміщені в ньому поршень, кривошипно-шатунний механізм, зв'язаний з поршнем, а також з'єднані штуцери з каналами подачі і зливу робочої рідини [11].

Недоліком відомого гідравлічного поршневого двигуна є великий хід поршня і зв'язок з ним шатуна, що обумовлює значну нормально діючу реакцію на контактні поверхні поршня і корпусу циліндра, викликаючи їх форсований знос, понижуючи надійність і довговічність двигуна. Крім цього, наявність робочої рідини в порожнині, перетворюючого зворотно-поступальний в обертовий рух, кривошипно-шатунного

механізму, спричинює значний гідравлічний опір при його обертанні, нагрівання рідини, пов'язані з втратами частини енергії, а також змінювання фізичних властивостей робочої рідини.

Все це понижує ефективність приводимих установок і технологічного обладнання, а також обмежує область застосування відомого двигуна.

Отже, відомий гідравлічний поршневий двигун із значними габаритними розмірами, має втрати частини енергії в механізмі перетворення зворотно-поступального в обертовий рух, низьку надійність і довговічність, а також обмежену область його застосування.

Результати досліджень. В основу корисної моделі поставлено задачу зменшити габаритні розміри, втрати частини енергії при перетворенні зворотно-поступального руху в обертовий, підвищити надійність і довговічність двигуна, а також розширити область його застосування.

Це реалізується у відомому гідравлічному поршневому двигуні з кривошипно-шатунним механізмом із силовим циліндром з корпусом з торцевими фланцями, поршнем розділяючим на першу і другу порожнину циліндр, кривошипно-шатунним механізмом зв'язаним з поршнем, розподільником із золотником, нагнітальним і зливним каналами, сполучаючими його з першою і другою порожнинами, баком з робочою рідиною і насосом з перепускним клапаном, додатковим приєднанням до поршня вихідного через один його торець штока, зв'язаного із золотником і установленою в другій порожнині третього фланця з утворенням між ним і поршнем третьої порожнини, з якою вже сполучені нагнітальний і зливний канали розподільника. Додатково в першій порожнині установлений перший, а в третій порожнині – другий гідравлічні підсилюючі механізми, виконані у вигляді осьових фланців, жорстко зв'язаних через, діаметрально розміщені радіальні з осьовими отворами стержні з корпусом циліндра, з отворами в місцях їх з'єднання. До фланців приєднані циліндричні втулки з розміщеними усередині внутрішніми поршнями, зв'язаними жорсткими тягами, з яких поршень першої порожнини зв'язаний з одним боком, а поршень третьої порожнини – з другим боком поршня. З нагнітальним і зливним каналами розподільника сполучена третя порожнина, через яку і третій фланець в другу порожнину проходять дві тяги додатково установленого важільно-тягового підсилювального механізму, з'єднані із поршнем, а також із середніми точками, розміщених в другій порожнині, двох важелів, одні кінці яких шарнірно приєднані до корпусу циліндра, а другі – зв'язані з шатуном кривошипно-шатунного механізму.

При такому технічному рішенні завдяки збільшеному переміщенню шатунів кривошипно-шатунного механізму важільно-тяговим підсилювальним механізмом зменшиться хід поршня і нормальна реакція на поршень з боку циліндра і форсований знос їх торцевих поверхонь, а додатково установлені гідравлічні підсилювальні механізми та ізоляція порожнини кривошипно-шатунного механізму від робочої рідини зменшать втрати частини вихідної енергії, що в цілому підвищить надійність, довговічність і ефективність використання двигуна і приводимих ним установок і технологічного обладнання, а також розширить область його застосування [12].

На рис. 1 представлено загальний вигляд запропонованого гідравлічного поршневого двигуна кривошипно-шатунним механізмом.

Гідравлічний двигун містить силовий циліндр 1 у вигляді корпусу 2 з торцевими фланцями 3,4, поршня 5, який розділяє циліндр на першу «А» і другу «В» порожнини, в останній з них установлений третій фланець 6 з утворенням між ним і поршнем 5 третьої порожнини «С».

В першій порожнині «А» розміщений перший гідравлічний підсилюючий

механізм, який включає осьовий фланець 7 жорстко зв'язаний, через діаметрально розміщені, радіальні з осьовими отворами стержні 8,9, з корпусом 2 з отворами в місцях їх з'єднання. До фланця 7 приєднана циліндрична втулка 10 з розміщеним усередині внутрішнім поршнем 11, зв'язаним жорсткою тягою 12 з одним боком поршня 5, з яким з'єднаний вихідний, через торець флянця 3 шток 13.

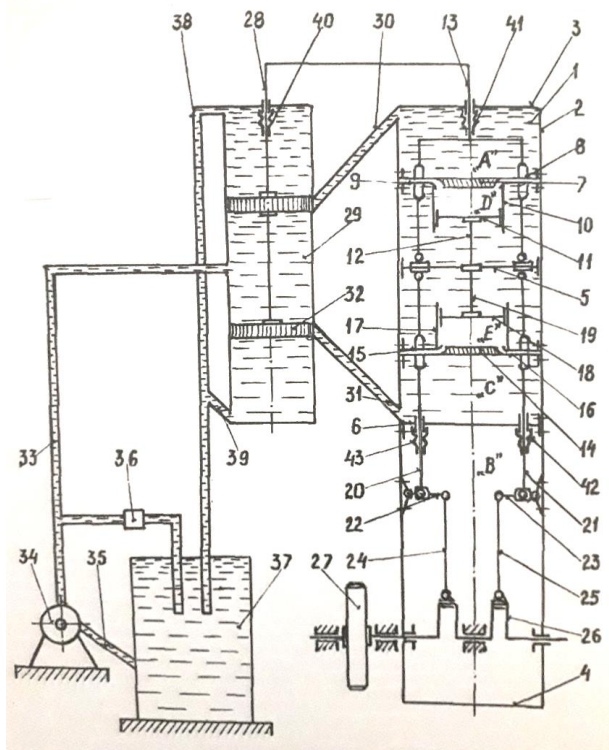


Рис. 1. Технологічна схема гідравлічного поршневого двигуна з кривошипно-шатунним механізмом:

1 – силовий циліндр, 2 – корпус, 3,4,6 – флянці, 5 – поршень, 7, 4 - осьові флянці, 8,9 – пружини, 10- циліндрична втулка, 11,18 – внутрішні поршні, 12 – тяга, 13 – шток, 15,16 – стержні, 17 - циліндрична втулка, 19,20,21 – тяги, 22,23 – важелі, 24,25 – шатуни, 26 – кривошип, 27 – маховик, 28 - шток розподільника, 29 – розподільник, 30,31- канали розподільника, 32 – золотник, 33,35,38,39 – канали, 34 – насос, 36 – клапан, 37 - бак робочої рідини, 40,41,42,43 - гофровані чохлаи.

В третій порожнині «С» розміщений другий гідравлічний підсилюючий механізм, який включає осьовий фланець 14, жорстко зв'язаний, через діаметрально розміщені, радіальні з осьовими отворами стержні 15,16, з корпусом 2 з отворами в місцях їх з'єднання. З фланцем 14 одним торцем з'єднана циліндрична втулка 17 з розміщеним в ній внутрішнім поршнем 18, зв'язаним жорсткою тягою 19 з другим боком поршня 5, з яким з'єднані одними кінцями тяги 20,21, розміщеного в порожнині «В», важільно-тягового підсилювального механізму.

Тяги 20,21 другими кінцями зв'язані з середніми точками важелів 22,23, одні кінці яких шарнірно з'єднані з корпусом 2, а другі кінці – з кривошипно-шатунним механізмом, який містить шатуни 24,25, з'єднані одними кінцями з важелями 22,23, а

протилежними кінцями – з кривошипом 26 і маховиком 27, установленими на корпусі 1 і з'єднаними із споживачем енергії двигуна.

Осьовий фланець 7 з втулкою 10 і поршнем 11 утворюють четверту порожнину «D», яка через осьові отвори в стержнях 8,9 і отвори в корпусі 2 постійно сполучена з атмосферою, а фланець 14 з втулкою 17 і поршнем 18 утворюють п'яту порожнину «E», яка через осьові отвори в стержнях 15,16 і отвори в корпусі 2 також постійно сполучена з атмосферою.

Шток 13 жорстко зв'язаний зі штоком 28 розподільника 29, який з порожниною «A» і порожниною «C» сполучені відповідно каналами 30,31. У розподільнику 29 розміщений золотник 32, а його порожнина каналом 33 сполучена з насосом 34 робочої рідини, який через канал 35 і перепускний клапан 36 – з баком 37 робочої рідини. В бак робоча рідина з розподільника зливається каналами 38,39.

Герметичність в з'єднаннях рухомих і нерухомих деталей забезпечується гофрованими чохлами 40,41,42,43.

Працює запропонований гідравлічний поршневий двигун наступним чином.

Тиск робочої рідини в ньому створюється і підтримується насосом 34, а обмежується (регулюється) перепускним клапаном 36. При нейтральному положенні золотника 32, канали 30,31, з'єднуючі його із силовим циліндром 1 повністю перекриті, а поршень 5 нерухомий. Від вхідної дії штока золотник 32 буде переміщатися догори або донизу і відкривати отвори, забезпечуючи надходження робочої рідини по системі каналів до силового циліндра. У випадку, коли золотник 32 займе крайнє нижнє положення, доступ робочої рідини в порожнину «A» циліндра 1 перекритий, а в порожнину «C» – відкритий. При цьому поршень 5 буде переміщатися догори і робоча рідина із порожнини «A» по каналу 30 зливається в порожнину розподільника 29 і далі каналом 38 – в бак 37 з робочою рідиною.

У результаті переміщення догори поршня 5, викликаного надходженням робочої рідини в порожнину «C» і підвищення в ній її тиску, поршень 18 другого гідравлічного підсилюючого механізму через тягу 19 теж буде переміщатися догори, зменшуючи об'єм порожнини «C» і відповідно цьому ще додатково підвищуючи в ній тиск робочої рідини. Одночасно з переміщенням догори поршня 5 через тягу 12 догори переміститься поршень 11 першого гідравлічного підсилюючого механізму, збільшуючи об'єм порожнини «A» і відповідно цьому, додатково понижуючи в ній тиск робочої рідини. Від результативної дії цих трьох тисків на поршень 5 він, через тяги 20,21, важелі 22,23 і шатуни 24,25, з підвищеним зусиллям обертатиме кривошип 26, який після досягнення поршнем 5 верхнього крайнього положення, повернеться на 180° і через штоки 13,28 перемістить золотник 32 в положення, при якому надходження робочої рідини в порожнину «C» циліндра 1 перекриється, а в порожнину «A» – відкриється. При цьому робоча рідина, діючи на поршень 5 буде переміщати його донизу, а через тягу 12 теж буде переміщати поршень 11 першого гідравлічного підсилюючого механізму донизу, зменшуючи об'єм порожнини «A» і відповідно цьому ще додатково підвищуючи в ній тиск робочої рідини. Із переміщенням донизу поршня 5 через тягу 19 донизу переміститься поршень 18 другого гідравлічного підсилюючого механізму, збільшуючи об'єм порожнини «C» і відповідно цьому, додатково понижуючи в ній тиск робочої рідини. Внаслідок дії цих трьох тисків на поршень 5 він, через тяги 20,21, важелі 22,23 і шатуни 24,25, з підвищеним зусиллям повертатиме кривошип 26 і після досягнення поршнем 5 крайнього нижнього положення він повернеться на 180° з, одночасним переміщенням через штоки 13,28 золотника 32 в положення, при якому надходження робочої рідини в порожнину «A» перекриється, а в порожнину «C» – відкриється. Далі цикли робочого процесу гідравлічного поршневого двигуна будуть аналогічно

повторюватися, забезпечуючи при подачі робочої рідини підвищення тиску, а при її відведенні з порожнин його пониження на додаткову величину, збільшуючи складову перетворюючого тиску робочої рідини у вихідній потужності двигуна.

Різні швидкісні і навантажувальні режими роботи та зупинка двигуна забезпечуються змінюванням перепускним клапаном кількості або повного припинення подачі робочої рідини в порожнини його силового циліндра.

Типорозмір насоса вибирається по каталогу, що випускається даною галуззю машинобудування відповідно до необхідних подач $Q_{ном} \geq Q_n$ і тисками $P_{ном} \geq P_n$. Наприклад, при номінальному тиску рідини до 6,3 МПа доцільно застосовувати шестеренні або пластинчасті насоси, при тиску вище 10 МПа – аксіальні, або радіально-поршневі.

Основний розрахунковий параметр – питомий робочий об'єм q_n визначається за даними технічної характеристики вибраного насоса з використанням формули:

$$q_n = V_{н.с.} / (2\pi) \quad \text{або} \quad q_n = Q_{ном} / (v_n \eta_{н.о.}), \quad (1)$$

де $V_{н.с.}$ – робочий об'єм насоса;

$Q_{ном}$ – номінальна подача насоса;

v_n – швидкість приводного вала;

$\eta_{н.о.}$ – об'ємний к.к.д. насоса.

Перепускний клапан також вибирають з урахуванням значень Q_{n1} і P_{n2} . Максимальна витрата Q_{max} через клапан і тиск P_{max} налаштування клапана повинні бути $Q_{max} \geq Q_n$ і $P_{max} \geq P_n$. При $Q_{max} < 1 \text{ дм}^3/\text{с}$ в основному використовують клапани прямої дії, при великих витратах перевагу віддають клапанам непрямої дії. Фільтр, розташований у зливальній гідролінії, підбирають по витраті Q_n робочої рідини чи по умовному діаметрі d , який визначають гідравлічним розрахунком.

Вагомим недоліком гідравлічного поршневого двигуна з кривошипно-шатунним механізмом з переливним клапаном – значні втрати потужності ΔN_M потоку рідини в момент зміни його роботи. Причиною служить перелив великої кількості рідини через клапан при повному робочому тиску P_n . На підставі формули $N = P \cdot Q$ отримаємо залежність для розрахунку втрати потужності:

$$\Delta N_M = (P_{n2} - P_{atm})(Q_{ном} - Q_{n2}) \quad (2)$$

Негативний результат втрат потужності потоку рідини складається не тільки в непродуктивній витраті енергії, але й у нагріванні робочої рідини.

Гідронасос підбирається за двома основними технічними показниками – тиском і подачею рідини, які потрібні для забезпечення роботи гідравлічного поршневого двигуна з кривошипно-шатунним механізмом.

При цьому необхідно вживати заходів для охолодження рідини за допомогою теплообмінного апарата, або значно збільшувати об'єм бака для робочої рідини.

Таким чином, використання гідравлічних підсилюючих механізмів в прямому і зворотному циклах робочого процесу підвищить коефіцієнт перетворення тиску робочої рідини у вихідну обертову потужність кривошипа запропонованого двигуна, а важільно-тягового підсилювального механізму забезпечить зменшення ходу поршня при необхідному радіусі обертання кривошипа. Розділення та ізоляція порожнини кривошипно-шатунного механізму від робочої рідини силового циліндра, усунуть форсований знос взаємодіючих третьових поверхонь циліндро-поршневої групи, а також зменшать втрати частини енергії, пов'язаної з доданням гідравлічного опору рідини, при здійсненні в ній деталями кривошипно-шатунного механізму плоскопаралельного і обертового руху, що в цілому підвищить ефективність використання запропонованого

гідравлічного поршневого двигуна з кривошипно-шатунним механізмом.

Висновки і перспективи. Застосування запропонованого гідравлічного поршневого двигуна, у порівнянні з уже відомим, дасть можливість:

- підвищити вихідну потужність за рахунок додатково установлених гідравлічних підсилюючих механізмів;

- зменшити габаритні розміри за рахунок зменшення ходу поршня додатковим важільно-тяговим підсилювальним механізмом;

- підвищити надійність і довговічність двигуна усуненням форсованого зносу тертьових поверхонь поршня і циліндра;

- підвищити ефективний коефіцієнт корисної дії двигуна шляхом зменшення втрати частини енергії обумовленої рухом його кривошипно-шатунного механізму в безрідинній порожнині;

- підвищити ефективність використання приводимих двигуном установок і технологічного обладнання, що дасть народному господарству певний економічний ефект;

- розширити область застосування в системах і установках, працюючих з короткочасними перенавантаженнями та значними вихідними крутними моментами і зусиллями з малогабаритними двигунами.

Список використаних джерел

1. Аврунин Г.А., Грицай І.В., Кириченко І.Г. и др. Объемный гидропривод и гидропневмоавтоматика: Учебное пособие. Харьков : ХНАДУ, 2008. 412 с.

2. Мала гірнича енциклопедія. В 3-х т. / За ред. В.С. Білецького. Донецьк : Донбас, 2004.

3. Кононенко А.П. Об'ємні гідравлічні машини гідроприводів: навчальний посібник. Донецьк : ДВНЗ «ДонНТУ», 2011. 292 с.

4. Гідроприводи та гідропневмоавтоматика: підручник / В.О. Федорець, М.Н. Педченко, В.Б. Струтинський та ін. За ред. В.О. Федорця. Київ : Вища школа, 1995. 463 с.

5. US Grant US 3439766 A. Hydraulic motor in wheel assembly. (B60K17/14) priority date: 1966-12-29. Donald S Dence, Barry L Frost; Clark Equipment Co.

6. Пат. SU 329328. Героторный гидромотор. (F03C 2/08) от 01.01.1972. Ерасов Ф.Н., Сторожук В.П., Кошеленко Г.П., Ковчак А.Н., Одесский политехнический институт, завод Стройгидравлика.

7. Аврунин Г.А., Грицай І.В., Кириченко І.Г. и др. Объемный гидропривод и гидропневмоавтоматика: Учебное пособие. Харьков : ХНАДУ, 2008. 412 с.

8. Гавриленко Б.А., Минин В.А., Рождественский С.Н. Гидравлический привод. Москва: Машиностроение, 1968. 502 с.

9. Юдин Е.М. Шестеренные насосы. Основные параметры и их расчет. Москва : Машиностроение, 1964. 236 с.

10. Рыбкин Э.А., Усов А.А. Шестеренные насосы для металлорежущих станков. Москва : Машгиз, 1960. 189 с.

11. Чеквакин А.Н., Семин В.Н., Стародуб К.Я. Основы автоматки. Москва : Энергия, 1977. С. 176.

12. Пат. 145035 Україна, МПК (2020.01) F15D 15/00. Гідравлічний поршневий двигун з кривошипно-шатунним механізмом. Дуганець В.І., Божок А.М., Майсус В.В., Олексійко С.Л., Волинкін М.П., Пукас В.Л. Заявл. 13.07.20; Опубл. 10.11.2020. Бюл. № 21. 6 с.

*Дата надходження статті до редакції: 02.10.2020
1 рецензування 17.11.2020 Прийняття в друк: 22.12.2020*

Duhanets V.I.¹*Dr. Sc. (Pedag.), Professor***E-mail:** *duganec.viktor@rambler.ru;***Pukas V.L.**¹*Ph.D. (Techn.), Assistant***E-mail:** *pukas.ivanna@gmail.com;***Maisus V.V.**¹*Assistant***E-mail:** *mvvvas@gmail.com;***Oleksijko S.L.**¹*Assistant***E-mail:** *ovstt@i.ua*¹*State Agrarian and Engineering University in Podilya
Kamianets-Podilskyi, Ukraine***HYDRAULIC PISTON ENGINE WITH CRANKSHAFT MECHANISM****Abstract**

The schematic diagram and the operation of a hydraulic piston engine with a crank and connecting rod mechanism is described, which contains a power cylinder with a housing and end flanges, a piston separating the cylinder into the first and second cavities, a crank and connected rod mechanism connected to the piston distributor with spool, discharge and drain channels connecting it to the first and second cavities, a tank with working fluid and a pump with a bypass valve. In addition to the piston, a stock affiliated to the spool is connected to the piston through one end, and a third flange is installed in the second cavity with the formation of a third cavity connected between it and the piston. Additionally, in the first cavity is installed the first, and in the third cavity - the second hydraulic reinforcing mechanisms, made in the form of axial flanges, rigidly connected through diametrically arranged radial axial rods with a cylinder body with holes in their joints. The flanges are connected by cylindrical sleeves with internal pistons placed inside, connected by rigid rods, the piston of the first cavity on one side, and the third cavity - on the second side of the piston. The third cavity is connected to the discharge and drain channels of the distributor, through which the third flange into the second cavity are two rods of the additionally installed lever-traction reinforcing mechanism connected to the piston and to the midpoints located in the second cavity, two levers, one end of which hinged to the body of the cylinder, and the second - connected to the connecting rod of the crank mechanism.

Keywords: *hydraulic piston engine, crank and connecting rod mechanism, power cylinder, working fluid, cavities, reinforcing mechanisms, cylindrical bushings, levers, flanges.*

References

1. Avrunin, G.A., Gricaj, I.V., Kirichenko, I.G. et al. (2008). *Obemnyj gidroprivod i gidropnevmoavtomatika: Uchebnoe posobie* [Volumetric hydraulic drive and hydropneumatic automation]. Harkiv: HNADU. [In Ukrainian].
2. Biletskyi, V.S. (2004). *Mala hirnycha entsyklopediia* [Small mining encyclopedia]. V 3-kh t. Donetsk: Donbas. [In Ukrainian].
3. Kononenko, A.P. (2011). *Obiemni hidravlichni mashyny hidropnyvodiv: navchalnyi posibnyk*. [Volumetric hydraulic hydraulic machines]. Donetsk: DVNZ «DonNTU». [In Ukrainian].
4. Fedorets, V.O., Pedchenko, M.N., Strutynskyi, V.B. et al. (1995). *Hidropnyvody ta hidropnevmoavtomatyka* [Hydraulic drives and hydropneumatic automation]. Kyiv : Vyshcha shkola. [In Ukrainian].
5. US Grant US 3439766 A. Hydraulic motor in wheel assembly. (B60K17/14) priority date: 1966-12-29. Donald S Dence, Barry L Frost; Clark Equipment Co.
6. Erasov, F.N., Storozhuk, V.P., Koshelenko, G.P., Kovchak, A.N.(2008). Patent SU 329328. *Gerotornyj gidromotor* [Gerotor hydraulic motor]. (F03S 2/08) ot 01.01.1972. Odesskij politehnicheskij institut, zavod Strojgidravlika. [In Ukrainian].
7. Avrunin, G.A., Gricaj, I.V., Kirichenko, I.G. et al. (2008). *Obemnyj gidroprivod i*

gidropnevmoavtomatika [Volumetric hydraulic drive and hydropneumatic automation]. Harkiv: HNADU. [In Ukrainian].

8. Gavrilenko, B.A., Minin, V.A., & Rozhdestvenskij, S.N. (1968). *Gidravlicheskij privod*. [Hydraulic drive]. Moscow: Mashinostroenie. [In Russian].

9. Judin, E.M. (1964). *Shesterennye nasosy. Osnovnye parametry i ih raschet*. Moscow: Mashinostroenie [Gear pumps. Basic parameters and their calculation]. [In Russian].

10. Rybkin, Je. A., & Usov, A.A. (1960). *Shesternnye nasosy dlja metallovezhushhih stankov* [Gear pumps for machine tools]. Moscow: Mashgiz. [In Russian].

11. Chekvaskin, A.N., Semin, V.N., & Starodub, K. Ja. (1977). *Osnovy avtomatiki* [Basics of Automation]. Moscow : Jenergija. [In Russian].

12. Duhanets, V.I., Bozhok, A.M., Maisus, V.V., Oleksiiko, S.L., Volynkin, M.P., & Pukas, V.L. (2020). Patent 145035 Ukraina, MPK (2020.01) F15D 15/00. *Hidravlichnyi porshnevnyi dvyhun z kryvoshypno-shatunnym mekhanizmom* [A hydraulic piston engine with a crank mechanism]. Zaiavl. 13.07.20; Opubl. 10.11.2020. Biul. № 21. [In Ukrainian].

Received: 10/02/2020

Revision: 11/17/2020 Accepted: 12/22/2020