

РОЗРОБКА СТЕНДА ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ НОМІНАЛЬНИХ ТЯГОВИХ, ШТОВХАЛЬНИХ ЗУСИЛЬ ТА ККД ГІДРОЦИЛІНДРА

Леонід Пелевін, Богдан Мельниченко

Київський національний університет будівництва і архітектури,
03680, Повітрофлотський пр-кт 31, Київ, Україна, e-mail: Bogdan-Melnichenko@mail.ru

MODELLING STAND FOR DETERMINATION THE FORSES OF THE CYLINDER AND THE EFFICIENCY OF THE FORWARD AND REVERSE STROKE

Leonid Pelevin, Bogdan Melnichenko

Kyiv National University of Construction and Architecture,
03680, Povitroflotsky Prospekt 31, Kyiv, Ukraine

АНОТАЦІЯ. В статті дано опис експериментальної установки для дослідження штовхального та тягового зусиль гідроциліндра, а також ККД його прямого і зворотного ходу. Розроблені робочі креслення та побудована 3D-модель експериментальної установки. Визначені залежності коефіцієнта корисної дії прямого і зворотного ходу гідроциліндрів різних розмірів за різних штовхальних та тягових зусиль, та різних тисках робочої рідини. Знайдено значення завантаження гідроциліндра за різних величин висування його штока.

Ключові слова: розпушник, гідроциліндр, гідропривід, заглиблення робочого органа, штовхальне та тягове зусилля, експериментальний стенд.

АННОТАЦИЯ. В статье дано описание экспериментальной установки для исследования толкающего и тягового усилий гидроцилиндра, а также КПД его прямого и обратного хода. Разработаны рабочие чертежи и построена 3D-модель экспериментальной установки. Установлены зависимости коэффициента полезного действия прямого и обратного хода гидроцилиндров разных размеров при разных толкающих и тяговых усилиях, и разных давлениях рабочей жидкости. Найдены значения загрузки гидроцилиндра при разных величинах выдвигания его штока.

Ключевые слова: рыхлитель, гидроцилиндр, гидропривод, углубление рабочего органа, толкательное и тяговое усилие, экспериментальный стенд.

SUMMARY. Purpose. Design of loadings on the hydrocylinder of naviski of worker of organa rozpushnika and development of stenda for the tests of hydrocylinders, namely determination of KKD a hydrocylinder, nominal shtovkhal'nogo and hauling efforts. Comparison of got on the stand of shtovkhal'nikh efforts with certain before the values of the necessary loadings for dynamic destruction of soil by the method of the impulsive tearing away. **Methodology/approach.** The workings drawings and built 3d-model of the experimental setting are developed. **an experimental stand** which researches were conducted on was whereupon made. **Findings.** The article describes the experimental setup for exploring the forces of the cylinder and the efficiency of the forward and reverse stroke. Was defined the dependence of the efficiency of the forward and reverse stroke in various forces and pressures of a working fluid. Was determined loading of the cylinder in different values of the extension rod. **Research limitations/implications.** Leadthrough of experiment and processing of the got data allowed to show out nastu-pni dependences: there is KKD of hydrocylinder for hauling effort, KKD of hydrocylinder is with pushing effort. **Originality/value.** The analysis of the got dependences allows to draw conclusion that from the zbil'shenyam diameter of hydrocylinder, his output-input ratio rises regardless of pressure in gidrosistemi

Key words: hydraulic cylinder, hydraulic drive, deepening the working body, the forward and reverse stroke, the experimental setup.

Подано 21.01.2013; прийнято 18.04.2013

ВСТУП

Сучасні машини відрізняються великою енергоємністю за порівняно малих габаритах. Цю задачу допомагає вирішити гідропривід, що в багатьох випадках перевершив за своїми характеристикам інші типи приводів і також є простим та надійним засобом для отримання зворотно-поступальних і обертових рухів.

На сьогодні гідропривід широко використовується в будівельних, дорожніх та гір-

ничих машинах; металургії; авіабудуванні та ін. Одним з основних вузлів гідравлічної системи є силовий гідроциліндр. Деякі питання конструювання, розрахунку і випробувань гідроциліндрів відображені в роботах Башти Т.М., Богдановича Л.Б., Брона Л.С., Єрмакова В.В., Зайченко І.З., Хаймовича Є.М. і Хорина В.Н [1].

МЕТА СТАТТІ

Моделювання навантажень на гідроциліндр навіски робочого органа розпушника

та розробка стенда для випробувань гідроциліндрів, а саме: визначення ККД гідроциліндру, номінального штовхального та тягового зусиль.

Співставлення отриманих на стенді штовхальних зусиль з визначеними раніше значеннями необхідних навантажень для динамічного руйнування ґрунту методом імпульсного відриву.

ВИКЛАД МАТЕРІАЛУ

Фактичні напруги в елементах навісок робочого обладнання розпушників часто перевищують розрахункові, що є однією з причин появи тріщин та поломок у елементах робочого устаткування, включаючи гідроциліндри.

Для визначення максимальних зусиль в елементах навіски розпушника необхідно, насамперед, знайти максимальні зовнішні навантаження на механізм. Положення механізму визначається значеннями довжин трьох гідроциліндрів рис. 1 [2].

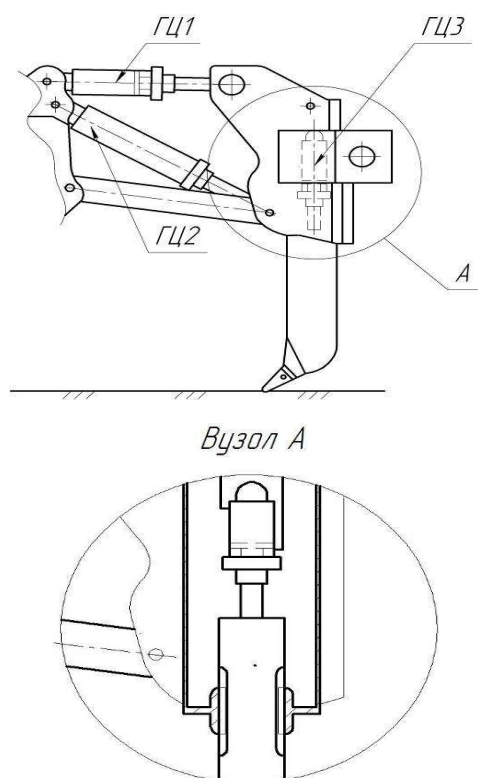


Рис. 1. Схема навіски робочого органа розпушника

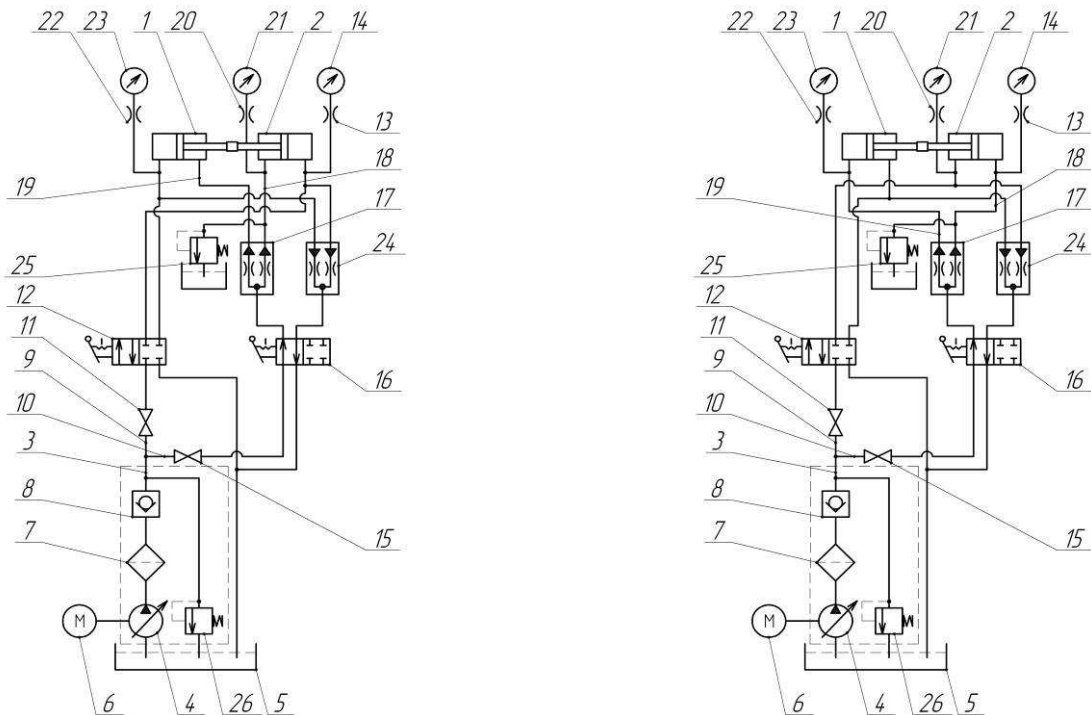
Fig. 1. Chart of the hinge of the working body ripper

Гідроциліндри знаходяться під дією по-вздожньої сили, поперечної сили та влас-

ної ваги. При заглиблені та виглиблені робочого органа розпушника, у процесі роботи (при зміні кута різання) змінюються швидкості елементів поршнів виконавчих гідроциліндрів. Ці швидкості залежать від кінематики робочого обладнання, обраної схеми керування, виду ґрунту. Швидкість руху поршня гідроциліндра прямо пропорційна подачі рідини в гідросистемі. І тільки в момент максимальної напруги в елементах робочого обладнання (у момент упору зуба розпушника у непереборну перешкоду) тиск у гідроциліндрі досягає максимуму. При цьому відбувається скидання тиску через запобіжний клапан, який настроєний на максимальний тиск. Тому для забезпечення максимальної сили заглиблення робочого органа в ґрунт, необхідно забезпечити герметичність у різних порожнинах гідроциліндра (перетікання робочої рідини із однієї порожнини в другу повинні бути мінімальні).

Якість гідроциліндра після виготовлення звичайно перевіряється на гідравлічному стенді. Згідно [3] випробування гідроциліндрів повинні проводити на стендах, що атестувалися відповідно до ДОСТ 244555-81. При періодичних випробуваннях повинні перевіряти: міцність; зовнішню герметичність; внутрішні витрати; тиск початку руху; швидкість штока гідроциліндра; номінальне зусилля гідроциліндра (штовхального, тягового); коефіцієнти корисної дії: гідравлічного та механічного; загальний ресурс; напрацювання на відмову та інші параметри, встановлені у стандартах і технічних умовах на гідроциліндри конкретного типу.

Однією з важливих перевірок по забезпеченню руйнування ґрунту є перевірка гідроциліндра на визначення номінальних штовхальних та тягових зусиль. Таким чином, стенд для випробування гідроциліндрів повинен відповідати певним вимогам: можливості регулювання тисками та витратами робочої рідини, можливості установлення та випробування гідроциліндрів різних розмірних груп. Гідросхема стенда для визначення тягової сили і ККД зворотного ходу наведена на рис.2а, а штовхальної сили та ККД прямого ходу на рис.2б.



а) гідросхема станда для визначення штовхальної сили і ККД прямого ходу

a) hydraulicskhema of stenda is for determination of shtovkhal'noy force and KKD of direct motion

б) гідросхема станда для визначення тягової сили і ККД зворотного ходу

b) hydraulicskhema of stand is for determination of hauling force and KKD of countermove

Рис. 2. Принципові схеми стандів

1, 2 – гідроциліндри; 3 – напірна магістраль; 4 – гідронасос-мотор; 5 – бак з гідрорідиною; 6 – електромотор; 7 – фільтр; 8 – гідрозамок; 9, 10, 18, 19 – напірний потік; 11, 15 – вентиль; 12, 16 – двопозиційний двопровідний розподільник; 13, 20, 22 – дросель; 14, 21, 23 – манометри; 17 – ділильник потоку; 24 – суматор потоку; 25, 26 – запобіжні клапани

Fig. 2. Of principle charts of stands

1, 2 - hydrocylinders; 3 - pressure highway; 4 - gidronasos-motor; 5 - tank with gidroridinoю; 6 - an electromotor; 7 - filter; 8 - gidrozamok; 9, 10, 18, 19 - pressure stream; 11, 15 - valve; 12, 16 - dvopoziciyniy dvoprovodniy distributor; 13, 20, 22 - throttle; 14, 21, 23 - manometers; 17 - to the dilil'nik stream; 24 - summator of stream; 25, 26 - safety-valves

Стенд працює наступним чином.

Перед початком випробувань штоки гідроциліндрів 1 та 2 висунуті на максимальну довжину та жорстко з'єднані між собою. Дволінійний двопозиційний розподільник 12 знаходиться в правому крайньому положенні, а дволінійний двопозиційний розподільник 16 знаходиться в крайньому лівому положенні. Вентиль 11 закритий, а вентиль 15 відкритий.

При включенні електромотора 6, крутний момент від нього передається на вал гідронасоса 4, який створює тиск в нагнітальній магістралі 3. Оскільки вентиль 11 закрито, вся рідина від бака 5 з гідрорідиною, через фільтр 7, зворотний клапан 8, вентиль 15, дволінійний двопозиційний розподільник

16 та ділильник потоку 17 подається до штокових порожнин гідроциліндрів 1 та 2, створюючи в них тиск, що вимірюється манометром 21, а рідина з поршневих порожнин гідроциліндрів 1 та 2 через суматор потоку 24 та дволінійний двопозиційний розподільник 16 перемикають в крайнє праве положення, закривають вентиль 15, відкривають вентиль 11 та перемикають дволінійний двопозиційний розподільник 12 в крайнє ліве положення завдяки чому гідрорідина від бака 5 з гідрорідиною, через вентиль 11 та дволінійний двопози-

ційний розподільник 12, подається по напірному лівому потоку 9 до поршневої порожнини гідроциліндра 2, створюючи там тиск, що вимірюється манометром 14. В цьому разі тиск в поршневій порожнині гідроциліндра 2 повинен перевищувати тиск в його штоковій порожнині, завдяки чому відбувається висування штока гідроциліндра 2, за яким гідрорідина з штокової порожнини гідроциліндра 2 через запобіжний клапан 25, який налаштований на однаковий тиск зі штоковою порожниною гідроциліндра 2, зливається у бак 5 з гідрорідиною. При висуванні, шток гідроциліндра 2 діє на шток гідроциліндра 1, що намагається заштовхнути поршень у гільзу гідроциліндра 1, завдяки чому змінюється тиск в поршневій порожнині гідроциліндра 1, що фіксується манометром 23.

Після визначення тисків манометрами 14, 21, 23 в порожнинах гідроциліндрів можна визначити номінальне штовхальне зусилля та загальний ККД гідроциліндра.

Розрахункове штовхальне зусилля:

$$F_{ШТОВ}^P = P_H f_{ШТ} - P_{ЗЛ} f_{П}; \quad (1)$$

де P_H - тиск в напірній магістралі 3; $P_{ЗЛ}$ - тиск в зливній магістралі; $f_{ШТ}$ - подача штока гідроциліндра 2; $f_{П}$ - подача поршня гідроциліндра 1.

Фактичне штовхальне зусилля гідроциліндра 2:

$$F_{ШТОВ}^P = F_{ШТОВ}^P - \frac{P_{П} f_{П}}{2}. \quad (2)$$

ККД гідроциліндра прямого ходу:

$$\eta^1 = \frac{F_{ШТОВ}^P}{F_{ШТОВ}^P}. \quad (3)$$

Розрахункове тягове зусилля:

$$F_{ТЯГ}^P = P_H f_{ШТ} - P_{ЗЛ} f_{П}. \quad (4)$$

Фактичне тягове зусилля:

$$F_{ТЯГ}^P = F_{ТЯГ}^P - \frac{P_{П} f_{П}}{2}. \quad (5)$$

ККД зворотного ходу:

$$\eta^1 = \frac{F_{ТЯГ}^P}{F_{ТЯГ}^P}. \quad (6)$$

Були розроблені креслення стенда та побудована за допомогою ЕОМ 3D-модель (рис. 3).

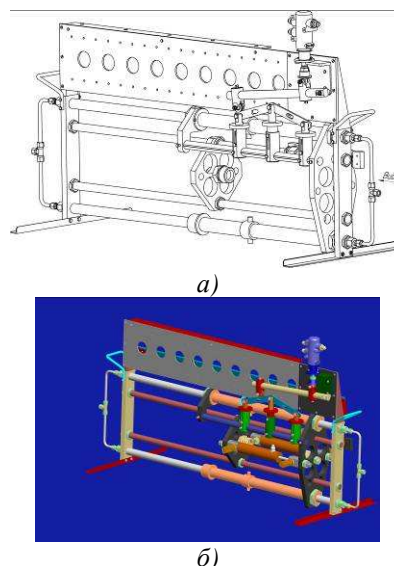


Рис. 3. Креслення стенда для випробувань гідроциліндрів: а) загальний вид стенда; б) 3D-модель стенда

Fig. 3. A draft of stand is for the tests of hydrocylinders: a) general view of stand; b) 3D-model of stand

Після розробки складальних креслень стенда був складений стенд для випробувань гідроциліндрів показаний на рис. 4

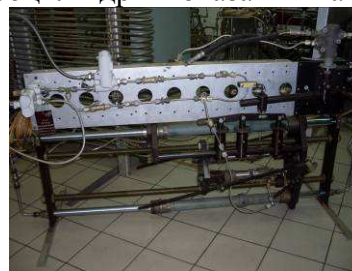


Рис. 4. Складений стенд для випробувань гідроциліндрів

Fig. 4. The made stand is for the tests of hydrocylinders

Можливості зміни витрат робочої рідини досягалися за рахунок використання гідромотору ГМ36/1 та двигуна 5АИ 100 L2 потужністю 5,5 кВт з частотою обертання вала 3000об/хв. Причому, в конструкцію гідромотора були внесені зміни, за рахунок чого стало можливе регулювання подачі рідини.

Випробування проходили гідроциліндри двох типорозмірів: перший – діаметр циліндра 100мм, діаметр штока 56мм, площа поршневої порожнини 78,5см², площа штокової порожнини 50мм²; другий - діаметр циліндра 80мм, діаметр штока 56мм, площа поршневої порожнини 50,2см², площа што-

кової порожнини 25,6 см², номінальний тиск складав – 12,5МПа.

У результаті випробувань отримані залежності коефіцієнта корисної дії гідроциліндрів від їхніх розмірів за різних штовхальних та тягових зусиль, а також різних тисках робочої рідини (рис. 5)

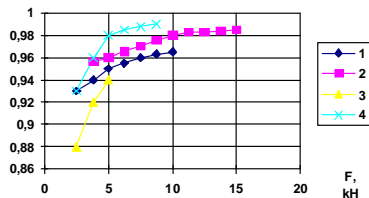


Рис. 5. Залежність загального ККД від зусиль
1 – залежність ККД зворотного ходу від зусилля, що тягне при D=110мм, d=56мм; 2 – залежність ККД прямого ходу від штовхального зусилля за тих же параметрах; 3 – залежність ККД зворотного ходу від тягового зусилля D=80мм, d=56мм; 4 – залежність ККД прямого ходу від штовхального зусилля за тих же параметрах

Fig. 5. Dependence of general KKD on efforts
1 - dependence of KKD of countermove on effort which heaves up at D=110mm, d=56mm; 2 - dependence of KKD of direct motion on shtovkhalnogo effort after those parameters; 3 - dependence of KKD of countermove on hauling effort of D=80mm, d=56mm; 4 - dependence KKD of direct motion from shtovkhalnogo effort after those parameters

Також в результаті проведення експерименту були отримані залежності номінальноштовхальних зусиль гідроциліндра (D=50мм, d=36мм) від величини висування штока гідроциліндра зображених на рис.6.

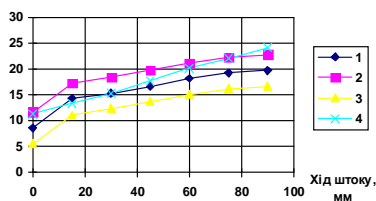


Рис. 6. Значення завантажень гідроциліндрів:
1 – навантаження, МПа; 2 – відхилення +3МПа;
3 - відхилення -3МПа; 4 – дійсне значення

Fig. 6. Value of loads of hydrocylinders:
1 – loading, МПа; 2 - a rejection +3 MPa;
3 - rejection -3 MPa; 4 - actual value

ВИСНОВКИ

Проведення експерименту та обробка отриманих даних дозволила визначити наступні залежності:

– ККД гідроциліндра для тягового зусилля становить:

$$\eta_{ТЯГ} = 0,86F_{ТЯГ}^{0,039} ;$$

– ККД гідроциліндра зі штовхаючим зусиллям становить:

$$\eta_{ШТОВ} = 0,72F_{ШТОВ}^{0,041} .$$

Аналіз отриманих залежностей дозволяє зробити висновок про те, що із збільшенням діаметра гідроциліндра, підвищується його коефіцієнт корисної дії незалежно від тиску в гідросистемі.

Також після отримання значень номінальних штовхальних зусиль гідроциліндра (рис.6) та співставлення їх зі зусиллями, які необхідні для руйнування ґрунту за методом імпульсного відриву [5], можна приступити до подальшого розрахунку та конструювання навіски розпушника активної дії, з урахуванням того, що гідроциліндр для імпульсної подачі зуба розпушника повинен бути не менше ніж 180..200мм.

ЛІТЕРАТУРА

1. **Марутов В.А., Павловский С.А.** Гидроцилиндры. – Москва: Издательство «Машиностроение», 1966. – 171с.
2. **Пелевін Л.Є., Мельниченко Б.М.** Патент України на корисну модель №74503 «Розпушник активної дії».
3. **ГОСТ 18464-87.** Гидроцилиндры, правила приемки и методы испытаний.
4. **Пелевін Л.Є., Мельниченко Б.М.** Динамічне руйнування ґрунту під час заглиблення зуба розпушника. Всеукраїнський науковий збірник «Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини № 79», 2012, стр.68-73.

REFERENCES

1. **Marutov V.A., Pavlovskij S.A., 1966.** Gidrot-sylindry. Moscow, Mashinostroenie, 171.
2. **Pelevin L.E., Melnichenko B.M.** Rozpushnyk aktyvnoi dii. Patent Ukraine, no. 74503.
3. **GOST 18464-87.** Gidrotsylindry, pravila priemki i metody ispytaniy.
4. **Pelevin L.E., Melnichenko B.M., 2012.** Dynamichne ruyjnuvanja ґruntu pid chas zaglyb- lenja zuba rozpushnyka. Mining, construc- tional, road and melioration machines, no.79, 68-73.