РОЗРОБКА ГІДРОПРИВОДУ ДЛЯ ІМПУЛЬСНОЇ ПОДАЧІ ЗУБА РОЗПУШНИКА

Леонід Пелевін, Богдан Мельниченко

Київський національний університет будівництва і архітектури, Повітофлотський пр-кт 31, Київ, Україна

THE DESIGNING OF THE HYDRAULIC DRIVE FOR THE FEED OF IMPULSES OF THE RIPPER TOOTH

Leonid Pelevin, Bogdan Melnichenko

Kyiv National University of Construction and Architecture, Povitoflotskyy Prospect 31, Kyiv, Ukraine

АНОТАЦІЯ. *Проведено оглядовий аналіз існуючих видів робочих органів активної дії розпушників. Розроблено гідропривід для динамічного руйнування ґрунту методом імпульсного відриву при заглибленні та виглибленні зуба розпушника, який дає змогу зменшити навантаження на ланки навіски та зменшити енергоємність розробки ґрунту. Складено математичну модель для визначення параметрів процесу динамічного руйнування ґрунтів, залежно від яких було встановлено основні параметри гідроприводу. Проведено динамічний розрахунок гідроприводу, в якому було визначена необхідна швидкість переміщення поршня гідроциліндра та порівняно з необхідною швидкістю динамічного руйнування ґрунту.*

Ключові слова: *землерийна машина, розпушувальне обладнання, навіска робочого органа, імпульсна подача гідрорідини, режим заглиблення, зуб розпушника, зусилля відриву.*

АННОТАЦИЯ. *Проведен обзорный анализ существующих видов рабочих органов активного действия рыхлителей. Разработан гидропривод для динамического разрушения грунта методом импульсного отрыва при заглублении и выглублении зуба рыхлителя, какой дает возможность уменьшить нагрузку на звенья навески и уменьшить энергоемкость разработки грунта. Составлена математическая модель для определения параметров процесса динамического разрушения грунтов, в зависимости от которых были установлены основные параметры гидропривода. Проведен динамический расчет гидропривода, в котором была определена необходимая скорость перемещения поршня гидроцилиндра и сравнена с необходимой скоростью для динамического разрушения грунта.*

Ключевые слова: *землеройная машина, рыхлительное оборудование, навеска рабочего органа, импульсная подача гидрожидкости, режим заглубления, зуб рыхлителя, усилие отрыва.*

SUMMARY. Purpose. *The carrying out review analysis of existing species working groups are active rozpushnykiv on which to develop their own design for pulse feeding your body rozpushnyka and its mathematical model.* ***Methodology/approach.*** *Was developed ripping equipment active action with hydraulic control working body for dynamic destruction of soil by pulse attack.* ***Findings.*** *Was made the mathematical model for the definition of the process parameters of the dynamic destruction of the soil depending on which we determined the main parameters of the hydraulic drive. Was made a dynamics calculation of the hydraulic drive where was determined the possible speed of the moving of a piston of the hydraulic cylinder. This speed was compared with the needed speed for the dynamic distruction of the soil.* ***Research limitations/implications.*** *The analysis of existing working groups are active on which developed hydraulic drive, which allows you to reduce the load on the gear control units and reduce energy development soil recess tooth ripping equipment in soil by pulsed feeding your body.* ***Originality/value****. Parameters allow you to construct experimental model transmissions.*

Key words: *digging machine, ripping equipment, the hinge of the working body, feed of impulses of the Hydraulic liquid, the mode of penetration, the ripper tooth, the effort of the separation.*

Вступ

Із високовартісних видів будівельних робіт є земляні, на долю яких припадає більше ніж 10% загальної вартості робіт. При цьому 20…40% річного об'єму робіт займає розробка мерзлих ґрунтів, затрати на які в десятки разів перевищують вартість земляних робіт в теплий період року.

Основною причиною високої вартості та енергоємності в зимовий період є відсутність машин та обладнання для механізації розосереджених робіт малих та середніх об'ємів, які проводяться в обмежених міських умовах.

Вирішити дану проблему допоможе обладнання активної дії, при роботі якого робочий орган буде адаптуватись до зміни параметрів ґрунту за рахунок чого енергоємність розробки ґрунту буде значно менше, ніж при статичному руйнуванні ґрунту.

Метою статті є проведення оглядового аналізу видів існуючих робочих органів активної дії розпушників, на основі яких необхідно розробити:

- власну конструкцію для імпульсної подачі робочого органа розпушника під час заглиблення та виглиблення його з масиву;
- математичну модель для визначення параметрів динамічного руйнування ґрунту та основних параметрів гідроприводу.

Виклад основного матеріалу

Машини з активними робочими органами мають більш удосконалену силову схе-

му взаємодії з середовищем, яке руйнується. В процесі звичайного різання реакція ґрунту, яка досягає в деяких випадках значних величин, діє на конструкцію всієї машини, що призводить до збільшення її маси та габаритів.

Ударні робочі органи використовуються при розпушуванні мерзлих ґрунтів у вигляді активних розпушників для промислових тракторів різної потужності, ковшів активної дії екскаваторів, змінного обладнання до екскаваторів, обладнання для ударно-обертального буріння. Ударний робочий інструмент є рухомим відносно базової машини та її частин, що дозволяє отримати практично будь-які зусилля та швидкість на ріжучій кромці робочого обладнання, що знижує масу машини та збільшує продуктивність.

Значний вклад в теорію та практику створення гідроударних імпульсних систем внесли такі вчені, як А.Н.Зеленін, П.М.Алабужев, Т.В.Алексеева, С.А.Басов, В.Ф.Горбунов, А.Ф.Кичигин, И.А.Янцен, Д.Н.Єшуткін, А.И.Федулов, А.Д.Костильов, Е.А.Абраменко, А.Г.Лазуткін, М.Є.Іванов, Ю.В.Дмитревич, Г.Г.Півень, Л.С.Ушаков, Ю.М.Смірнов, В.С.Павлов, Г.Л.Полонскій, Ю.Ф.Конанихін, А.С.Сагинов [1].

Загальна класифікація конструкцій розпушників активної дії на основі гідроударників представлена на рис. 1.

Удосконалення робочого процесу та підвищення продуктивності значною мірою є наслідком збільшення енергетичної дії на середовище. Однак, зараз практично вичерпані можливості такого збільшення при невеликих швидкостях взаємодії робочого органа та середовище. Тому групою авторів був розроблений розпушник активної дії з гідроприводом керування робочим органом для динамічного руйнування ґрунту методом імпульсного удару, схема якого подана на рис. 2.

Розпушник активної дії є базова машина *1* з навіскою *2*, до рами *3* якої приєднано раму робочого органа розпушника *4*, в середині якої з можливістю вертикального переміщення розміщено стояк розпушника *7* з ножем *8*.

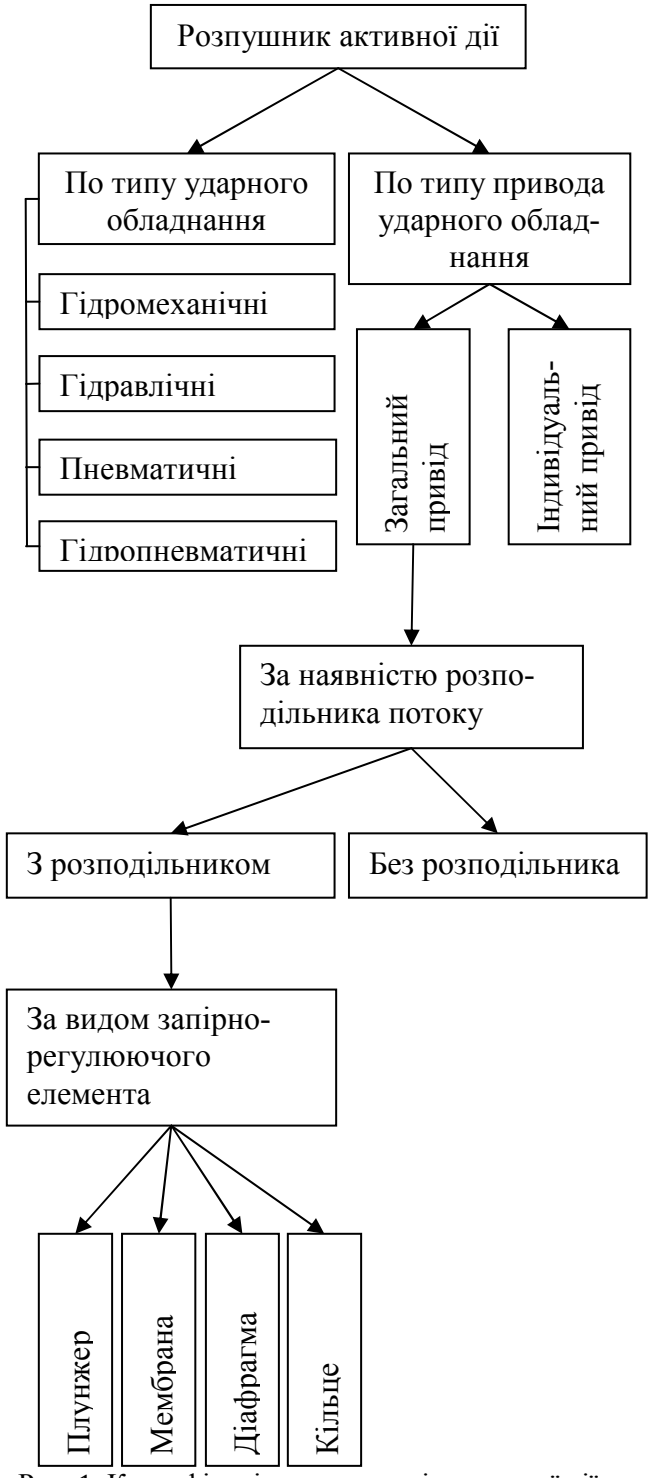

Рис. 1. Класифікація розпушників активної дії
Fig. 1. The classification active ripper land

Імпульсна подача робочого органа відбувається за допомогою гідроприводу.

Розпушник активної дії працює наступним чином.

При включенні гідронасоса (на рис.2 не показано) базової машини *1* стояк розпушника *7* з ножем *8* починає заглиблюватись в ґрунт. Після перемикання двопозиційного

однопрохідного розподільник *15* у праве положення - кулачковий механізм, що керує розподільником *16*, постійно переключає його в ліве або праве положення, подаючи імпульс робочої рідини, що заряджає акумулятор *19*.

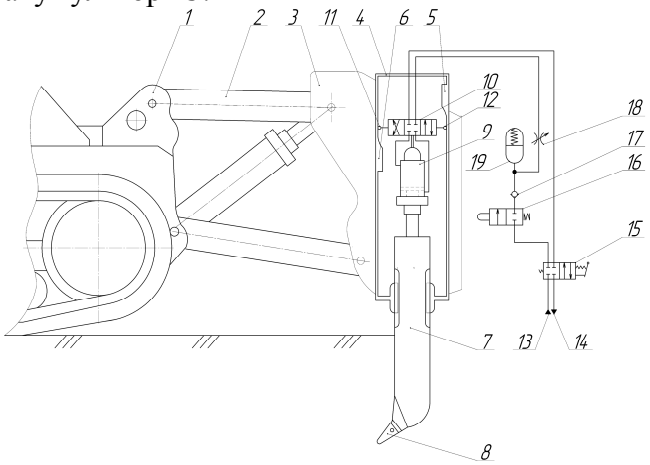

Рис. 2. Розпушник активної дії з гідроприводом керування робочим органом

Fig. 2. The active ripper land with hydraulic control working body

В процесі заглиблення стояка *7* з ножем *8* в ґрунт, на нижню грань ножа *8* діє реакція опору заглиблення, що намагається заштовхнути стояк *7* у раму робочого органа *4*, що призводить до руху стояка розпушника *7*, гідроциліндра *9* та трипозиційного двопровідного розподільника *10* вгору, завдяки чому ролик керування *12*, наштовхуючись на верхній виступ *5* рами робочого органа *4*, перемикає трипозиційний двопровідний розподільник *10* у праве положення. При цьому, гідрорідина від бака через двопозиційний розподільник *16* та від акумулятора гідрорідини *19* через регульований дросель *18* імпульсно подається до штокової порожнини гідроциліндра *9*, завдяки чому відбувається імпульсна подача гідрорідини на стояк *7*, що намагається заглибити ніж *8* в ґрунт. Імпульсна подача ножа *8* буде відбуватись до зменшення реакції опору заглиблення.

Процес виглиблення відбувається аналогічно заглибленню, окрім того, що на передню грань ножа *8* діє реакція опору виглиблення, що намагається витягнути стояк *7* з рами робочого органа *4*, завдяки чому ролик керування *11*, наштовхуючись на нижній виступ *6* рами робочого органа *4*, перемикає трипозиційний двопровідний розподільник *10* у ліве положення, завдяки чому відбувається імпульсна подача гідрорідини на стояк *7*, що намагається виглибити ніж *8* з ґрунту.

Збільшення робочих швидкостей машин традиційної дії і створення машин з динамічними робочими органами вимагає вивчення процесів динамічного руйнування ґрунтів, визначення їх фізико-механічних властивостей при різних динамічних діях.

Основною задачею математичного опису ударного руйнування ґрунту є отримання інформації відносно розподілення напружень та деформацій в ґрунті. Вирішення цієї задачі можливе, якщо вдається знайти вирішення системи, яка складається з [1]:

- відношення між напруженнями і деформаціями в ґрунті;
- рівнянь рівноваги для напружень в ґрунті;
- умови сумісності деформацій;
- критеріїв міцності ґрунту;
- урахування хвильового характеру розповсюдження швидкості та деформацій в ґрунті;
- заданих граничних та кінцевих умов.

Таким чином, вирішення проблеми ударного руйнування ґрунтів достатньо складний процес. Проте енергетичний підхід до аналізу процесу динамічного руйнування ґрунту дозволяє деякою мірою спростити задачу, а також дає можливість оцінити вплив основних параметрів середовища та робочого органа на процес руйнування ґрунту.

Визначення параметрів процесу динамічного руйнування ґрунтів

Теорія динамічного руйнування ґрунтів базується на таких динамічних характеристиках: динамічному модулі пружності E_∂, динамічному коефіцієнту Пуассона μ_∂, швидкості розповсюджень хвиль деформацій u, характеристиках опору ґрунтів при динамічних навантаженнях $\sigma_\partial = f(\varepsilon_\partial)$ [3].

У теорії динамічного руйнування ґрунтів, яку розробив д.т.н., проф. В.Л. Баладінським, ґрунт розглядається як пружнопластичне середовище і характеризується залежністю між напруженнями σ_∂ і деформаціями ε_∂, зчепленням c, кутом внутрішнього тертя φ_0, щільністю ρ, пористістю n і вологістю ω. Енергія, яка передається робочим органом, розповсюджується в залежності від характеристик ґрунту із визначеною швидкістю. Умови руйнування ґрунту зумовлені перетворенням кінетичної енергії динамічного навантаження в залишкові зміни структури ґрунту. Механізми розвитку залишкових деформацій достатньою мірою пояснюються теорією розповсюдження енергії у вигляді хвиль напружень. Фронт хвилі розглядається як математична поверхня S розриву функції руху. Рух робочого органа характеризується: глибиною δ його занурення в ґрунт за час t одного удару, півперіоду коливань для вібраційних робочих органів або за час одного сколювання ґрунту традиційними робочими органами; утворенням перед робочим органом стиснутої зони ґрунту довжиною l, фронт якої рухається із швидкістю u; зміною щільності ґрунту ρ в цій зоні; пружною і пластичною деформацією E_∂ ґрунту в цій зоні, її частковим або повним руйнуванням, яке залежить від умов навантаження і властивостей ґрунту [2].

На одиницю поверхні ґрунту S, який руйнується, потрібна визначена кількість енергії E_∂, що передається від робочого органа. Ця енергія, відповідно закону збереження енергії, витрачається на пружну деформацію ґрунту $E_{ст}$ і на утворення поверхонь його зсуву $E_р$ [3], тобто

$$E_\partial = E_{ст} + E_р, \qquad (1)$$

або з урахуванням параметрів навантаження і характеру ґрунту

$$E_\partial = \frac{Sl\rho\upsilon^2}{2} + Sl\int_0^{\varepsilon_\partial} f(\varepsilon)d\varepsilon. \qquad (2)$$

Так як довжина стиснутої зони ґрунту в процесі навантаження

$$l = (u-v)t_{уд}, \qquad (3)$$

де $t_{уд}$ - протяжність ударного імпульсу, вираз (2) прийме вигляд:

$$2E_\partial = S(u-v)t_{уд}\rho\upsilon^2 + 2S(u-v)t_{уд}\omega_S, \qquad (4)$$

$$\text{де } \omega_S = \int_0^{\varepsilon_\partial} f(\varepsilon)d\varepsilon = \frac{1}{2}\sigma_\partial\varepsilon_\partial. \qquad (5)$$

$$t_{уд} = \frac{2E_\partial k_а}{S(u-v)(\rho\upsilon^2 + 2\omega_S)} = \frac{2E_\partial k_а}{S(u-v)k_д} = 2сек, \qquad (6)$$

де $k_д = \rho\upsilon^2 + 2\omega_S$ - питомий опір ґрунту різання, який залежить від швидкості зростання навантаження, властивостей ґрунту.

За незначною зміною значень ρ у процесі руйнування питомий опір дорівнює:

$$k_д = \frac{\gamma_\omega}{g}\upsilon^2 + \sigma_\partial\varepsilon_\partial, \qquad (7)$$

де γ_ω - сила ваги одиниці об'єму гґрунту.

Для зв'язних ґрунтів ($c = k_2 + \sigma_\partial$) [3]:

$$k_д = \frac{\gamma_{ск}(1+\omega/100)}{g}\upsilon^2 + \frac{c\varepsilon_\partial}{k_2} = \gamma_0\frac{(1+\omega/100)(1-n)}{g}\upsilon^2 + \frac{c\varepsilon_в}{k_2}, \qquad (8)$$

де $\gamma_{ск}$ - питома вага скелета грунту; ω - вологість ґрунту; k_2 - коефіцієнт пропорційності; γ_0 - питома вага твердих частинок ґрунту; n - пористість ґрунту.

Остання залежність дозволяє при заданих характеристиках ґрунтів знайти їх опір динамічному навантаженню P і глибину занурення δ ,тобто

$$\delta = t_{уд}\cdot v = \frac{2E_\partial k_а v}{Suk_д} = 0{,}1м. \qquad (9)$$

Тоді сила опору дорівнює

$$P = \frac{E_\partial}{\delta} = \frac{uk_а S}{2vk_а} = 9{,}6кН. \qquad (10)$$

Швидкість розповсюдження хвилі в ґрунті:

$$u = \sqrt{\frac{(1-\mu)E_\partial}{(1-\mu-2\mu^2)\rho_\omega}} = 0{,}16\,м/с, \qquad (11)$$

де ρ_ω - природна щільність ґрунту; μ - коефіцієнт поперечної деформації ґрунту (коефіцієнт Пуассона).

В залежності від розрахованого опору ґрунту $P = 9{,}6кН$, прийнявши коефіцієнт запасу міцності $z = 3$, визначаємо параметри імпульсного гідроприводу.

Визначення основних параметрів гідроприводу

При розрахунку гідроприводу заданими величинами є:

- зусилля $P = 28{,}8кН$, прикладене до штока гідроциліндра;
- хід поршня S;
- довжини труб, за допомогою яких з'єднуються всі елементи приводу;
- час робочого $t_{\text{Р}}$ та холостого $t_{\text{Х}}$ хода поршня;
- тип рідини, яка використовується в гідроприводі;
- допустима температура рідини $T_{\text{М}}$ і температура навколишнього середовища T_O.

Розрахунок гідроприводу почнемо з визначення тисків в порожнинах силового циліндра та вибору його діаметра. Позначимо корисні площі силового циліндра через F_1 і F_2, а тиск в цих порожнинах через P_1 і P_2. Тоді отримаємо

$$F_1 = \frac{\pi D^2}{4}; \qquad (12)$$

$$F_2 = \frac{\pi\left(D^2 - d^2\right)}{4}, \qquad (13)$$

де D і d - діаметри силового циліндра і штока поршня.

Рівняння рівноваги поршня силового циліндра, нехтуючи силами інерції, буде мати вигляд:

$$P_1 F_1 = P_2 F_2 + P + T, \qquad (14)$$

де T - сила тертя, яка прикладена до поршня.

Тиск P_1 в поршневій порожнині визначається:

$$P_1 = P_{\text{Н}} - \Delta P_{\text{РОЗП1}} - \Delta P_{\text{РОЗП2}} - \\ - \Delta P_{\text{РОЗП3}} - \Delta P_{\text{ДР}} - \Delta P_1, \qquad (15)$$

а тиск P_2 в штоковій порожнині:

$$P_2 = \Delta P_{\text{РОЗП3}} + \Delta P_2 + \Delta P_{\text{РОЗП1}} + \Delta P_{\Phi}, \qquad (16)$$

де $P_{\text{Н}}$ - тиск, який розвиває насос, МПа; $\Delta P_{\text{РОЗП1}}$, $\Delta P_{\text{РОЗП2}}$, $\Delta P_{\text{РОЗП3}}$ - втрати тиску в гідросистемі, МПа; ΔP_1, ΔP_2 - перепади тиску в трубопроводах напірної та зливної магістралі, МПа; $\Delta P_{\text{ДР}}$ - втрата тиску на дроселі, МПа; ΔP_{Φ} - перепад тиску на фільтрі (на кресленні умовно не показано), МПа.

Визначимо площі гідроциліндра F_1 і F_2, використовуючи співвідношення:

$$v_{\text{ПР}} = \frac{S}{t_{\text{Р}}} \text{ і } v_{\text{ПХ}} = \frac{S}{t_{\text{Х}}}, \qquad (17)$$

де $v_{\text{ПР}}$ і $v_{\text{ПХ}}$ - швидкість поршня при робочому та холостому ході.

Перетворимо (17) до вигляду:

$$\frac{v_{\text{ПР}}}{v_{\text{ПХ}}} = \frac{t_{\text{Х}}}{t_{\text{Р}}}. \qquad (18)$$

Витрата гідрорідини, яка поступає в силовий циліндр, може бути визначена за формулою [4]:

$$Q = v_{\text{ПР}} \cdot F. \qquad (19)$$

Якщо витрата гідрорідини, яка поступає в силовий гідроциліндр при робочому та холостому ході однаковий, то

$$Q = v_{\text{ПР}} \cdot F_1 \text{ і } Q = v_{\text{ПХ}} \cdot F_2. \qquad (20)$$

Тому:

$$\frac{v_{\text{ПР}}}{v_{\text{ПХ}}} = \frac{F_2}{F_1}. \qquad (21)$$

З чого виходить, що:

$$\frac{F_2}{F_1} = \frac{t_{\text{Х}}}{t_{\text{Р}}} \text{ або } \frac{t_{\text{Х}}}{t_{\text{Р}}} = \frac{\left(D^2 - d^2\right)}{D^2}, \qquad (22)$$

Звідки:

$$d = D\sqrt{1 - \frac{t_{\text{Х}}}{t_{\text{Р}}}}. \qquad (23)$$

Вираз (13) площі поршня в штоковій порожнині прийме вигляд:

$$F_2 = \frac{\pi\left(D^2 - D^2\left(1 - \frac{t_{\text{Х}}}{t_{\text{Р}}}\right)\right)}{4}. \qquad (24)$$

Підставляючи вирази площ F_1 і F_2 в (14), зможемо визначити діаметр поршня:

$$D = \sqrt{\frac{4(R+T)}{\pi(P_1 - P_2\frac{t_{\text{Х}}}{t_{\text{Р}}})}} = 188{,}3 \text{ мм або}$$

$$D = \sqrt{\frac{4(R+T)}{\pi\left(\begin{matrix}P_{\text{Н}} - \Delta P_{\text{РОЗП1}} - \Delta P_{\text{РОЗП2}} - \\ - \Delta P_{\text{РОЗП3}} - \Delta P_{\text{ДР}} - \Delta P_1\end{matrix}\right) - \frac{t_{\text{Х}}}{t_{\text{Р}}}\left(\Delta P_{\text{РОЗП3}} + \Delta P_2 + \Delta P_{\text{РОЗП1}} + \Delta P_{\Phi}\right)}} \quad (25)$$

Отже, для визначення діаметра поршня циліндра D необхідно знайти силу тертя T та втрати тисків. Сила тертя T збільшується з ростом тиску рідини в циліндрі та знаходиться в діапазоні [4]:

$$T = (0{,}02...0{,}01)R. \quad (26)$$

Для визначення втрат тисків скористуємось довідковими даними:

$\Delta P_{\text{РОЗП1}} = \Delta P_{\text{РОЗП2}} = \Delta P_{\text{РОЗП3}} = 0{,}2 МПа$;

$\Delta P_{\text{ДР}} = 0{,}3 МПа$;

$\Delta P_{\Phi} = 0{,}1 МПа$.

Так як перепади тисків в трубах на першій стадії розрахунку визначити неможливо, то приймемо $\Delta P_1 = \Delta P_2 = 0{,}2 МПа$.

В залежності від насоса базової машини, задавшись тиском $P_{\text{Н}}$, по формулі (25) знаходимо діаметр D силового циліндра відповідно до ГОСТ 12447-80 округлюємо до ближнього стандартного значення в більшу сторону, тобто

$$D = 200 мм.$$

Згідно [4], тиск в гідроциліндрі назначається орієнтовно в залежності від величини корисного зусилля P.

Товщину δ стінки гідроциліндра можна визначити за формулою Ляме [5]:

$$\delta = \frac{D}{2}\left(\sqrt{\frac{[\sigma] + 0{,}4P}{[\sigma] - 1{,}3P}} - 1\right) = 6 мм, \quad (27)$$

де $[\sigma] = 50..60 МПа$ - допустиме напруження на розтяг для сталі .

Далі визначаємо витрату рідини, яка поступає в поршневу порожнину гідроциліндра,

$$Q_{\text{Ц1}} = v_{\text{ПР}} \frac{\pi D^2}{4}, \quad (28)$$

де $v_{\text{ПР}}$ - швидкість переміщення поршня, м/с; $v_{\text{Р}}$ - швидкість робочої рідини, м/с.

Маючи на увазі, що:

$$Q_{Ц1} = \frac{v_{\text{Р}} \pi d_{\text{ВН}}^2}{4}, \quad (29)$$

де v_P - швидкість робочої рідини, м/с; d_{BH} - внутрішній діаметр труб.

Отримаємо:

$$d_{\text{ВН}} = \sqrt{\frac{4Q_{\text{Ц1}}}{\pi v_{\text{Р}}}}. \quad (30)$$

Знайдене значення діаметра $d_{\text{ВН}}$ округлюємо до ближнього стандартного значення в більшу сторону згідно ГОСТ 16516-80, після чого визначаємо середню швидкість рідини в трубах:

$$v_{\text{Р}} = \frac{4Q_{\text{Ц1}}}{\pi d_{\text{ВН}}^2}. \quad (31)$$

Знаючи витрати та орієнтовні величини тиску, можна розпочати вибір гідроапаратури.

Динамічний розрахунок гідроприводу

Дискретний характер роботи гідравлічних виконавчих пристроїв не виключає необхідності регулювання швидкості переміщення їхніх рухливих елементів, забезпечуючи стійкість, стабільність режимів рухів та швидкодії. Визначення швидкодії, дійсних швидкостей руху, зусиль (які розвиває гідропривід) входить до задачі динамічного розрахунку. На відміну від пристроїв безперервної дії при динамічному аналізі яких на першому місці стоять питання стійкості та якості перехідних процесів, для дискретних пристроїв, які мають, як правило, великий запас міцності, основне значення має динаміка процесів розгону та гальмування рухливих частин виконавчих пристроїв при їх вмиканні та зупинці, а також параметри та стабільність режиму руху, який встановився. Вирішуючи диференціальні рівняння, які описують динаміку виконавчих пристроїв, знаходять їх динамічні характеристики. Для отримання точних результатів розрахунку в рівняннях повинні бути максимально повно враховані фактори, які впливають на характер руху. Вирішальні значення при цьому мають зміни сил опору руху, тисків в порожнинах виконавчих пристроїв, а також втрат гідрорідини в напірних та зливних магістралях.

Характер руху виконавчих пристроїв суттєво залежить від роботи апаратури керування та допоміжних пристроїв системи.

Так, спрацьовування розподільних та командних пристроїв є причиною коливань тисків та втрат, які викликають зміну динамічних характеристик, а наявність пневмогідравлічного акумулятора 19 (рис.2) в системі, який є пружною ланкою - ці характеристики. В цьому випадку суттєво змінюється їх характер та тривалість перехідних процесів.

При розрахунку гідросистеми (рис.2) необхідно враховувати, що величина протитиску в порожнині зливу залежить від опору зливної магістралі, яка є функцією швидкості течії робочої рідини по трубопроводам, і функцією швидкості переміщення поршня в робочому циліндрі. В період розгону та гальмування величина протитиску в порожнині зливу змінюється в широких межах від 0 $p_{\max}$.

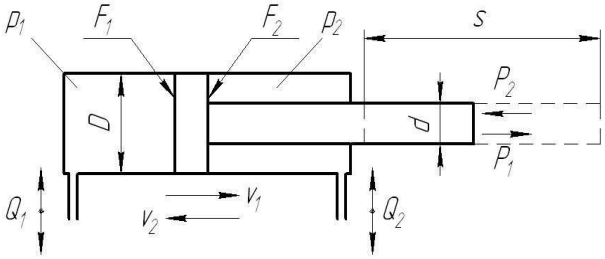

Рис. 3. Основні параметри гідроциліндрів

Q_1 і Q_2 - кількість масла, яке нагнітається або зливається відповідно в поршневу і штокові порожнини

Fig. 3. The main parameters of hydraulic cylinders Q_1 і Q_2 - the amount of oil that is pumped or discharged according to piston and rod cavity

Тиск в робочій порожнині циліндра та перепад тисків на напірній лінії, які визначають зусилля, яке розвивається виконавчим пристроєм та швидкість переміщення поршня, також є величинами змінними, які залежать від навантаження на штоку поршня, сил тертя та величини протитиску.

Рівняння руху поршня виконавчого пристрою, враховуючи відношення діючих сил, буде мати вигляд:

$$M\left(\frac{d^2x}{dt^2}\right) = p_1F_1 - \begin{pmatrix} p_2F_2 + P + R_{\text{TP}} + \\ + T_{\text{B}} + CP(t) \end{pmatrix}, \quad (32)$$

де M - приведена до поршня маса рухливих частин і робочої рідини в трубопроводах і гідроциліндрі; $\left(\frac{d^2x}{dt^2}\right)$ - прискорення поршня; x - поточне значення величини переміщення поршня; R_{TP} - постійна складова сил тертя; T_{B} - сила в'язкого тертя; $P(t)$ - змінна складова корисного навантаження; C - коефіцієнт пропорційності; $\frac{dx}{dt}$ - швидкість поршня.

$$M = M_1 + 1{,}16\cdot 10^{-2}\left(\frac{F_1^2 l_{\text{T1}}}{d_{\text{T1}}^2} + \frac{F_2^2 l_{\text{T2}}}{d_{\text{T2}}^2}\right), \quad (33)$$

де M_1 - маса рухливих частин гідроциліндра і привідного механізму; d_{T1} і d_{T2} - внутрішній діаметр відповідно напірного та зливного трубопроводів; l_{T1} і l_{T2} - довжина відповідно напірного та зливного трубопроводів.

Тиск в робочій порожнині гідроциліндра:

$$p_1 = \frac{p_2F_2 + P + R_{\text{TP}} + T_{\text{B}} + CP(t) + M\left(\frac{d^2x}{dt^2}\right)}{F_1} \quad (34)$$

Перепад тисків на напірній лінії:

$$\Delta p = p_{\text{H}} - p_1. \quad (35)$$

Підставивши (34) в (35) отримаємо:

$$\Delta p = p_{\text{H}} - \frac{p_2F_2 + P + R_{\text{TP}} + T_{\text{B}} + CP(t) + M\left(\frac{d^2x}{dt^2}\right)}{F_1}. \quad (36)$$

Втрати рідини, яка поступає в робочу порожнину гідравлічного циліндра визначаємо залежністю:

$$Q_1 = \mu_1 f_1\sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} = \mu_1 f_1\sqrt{\frac{2\Delta pg}{\gamma}}, \quad (37)$$

де $\mu_1 = 0{,}97$ - коефіцієнт втрат лінії підводу; f_1 - площа мінімального прохідного перерізу напірної лінії; γ - питома вага; g - прискорення вільного падіння.

Швидкість переміщення поршня гідроциліндра зв'язана з втратами залежністю:

$$v_1 = \frac{dx}{dt} = \frac{Q_1}{F_1} = \frac{\mu_1 f_1\sqrt{\frac{2\Delta pg}{\gamma}}}{F_1} = 0{,}067 м/с. \quad (38)$$

Втрати робочої рідини, яка поступає на злив:

$$Q_2 = \mu_2 f_2 \sqrt{\frac{2\Delta p_c}{\rho}} = \mu_2 f_2 \sqrt{\frac{2\Delta p g}{\gamma}}, \quad (39)$$

де $\mu_2 = 0{,}95$ - коефіцієнт втрат лінії зливу; f_1 - площа мінімального прохідного перерізу зливної магістралі; Δp_c - перепад тиску, який визначається опором зливної магістралі, що визначається

$$\Delta p_c = p_2 - p_0 . \quad (40)$$

Якщо надлишковий тиск рідини в баку $p_0 = 0$, то вираз (40) прийме вигляд:

$$\Delta p_c = p_2 . \quad (41)$$

Тоді залежність тиску в штоковій порожнині буде:

$$p_2 = \frac{\gamma Q_2^2}{2\mu_2^2 f_2^2 g} . \quad (42)$$

Враховуючи, що:

$$Q_2 = F_2\left(\frac{dx}{dt}\right) = F_2 v_1 , \quad (43)$$

Отримаємо:

$$p_2 = \frac{\gamma\left(F_2\left(\frac{dx}{dt}\right)\right)^2}{2\mu_2^2 f_2^2 g} . \quad (44)$$

Із формули (44) видно, що величина протитиску в порожнині зливу пропорційно квадрату швидкості поршня гідроциліндра. Підставивши (44) в (36), знайдемо:

$$\Delta p = p_{\text{H}} - \frac{\frac{\gamma\left(F_2\frac{dx}{dt}\right)^2}{2\mu_2^2 f_2^2 g} F_2 + P + R_{\text{TP}} + T_{\text{B}} + CR(t) + M\left(\frac{d^2x}{dt^2}\right)}{F_1} \quad (45)$$

Після підстановки отриманого значення Δp в (38) отримаємо рівняння руху поршня гідроциліндра, яке враховує зміну перепадів тиску на напірній та зливній магістралях, вплив сил тертя, корисного навантаження та пропускної спроможності трубопроводів:

$$v_1 = \frac{dx}{dt} = \frac{Q}{F_1} = \frac{\mu_1 f_1 \sqrt{2\left(p_{\text{H}} - \frac{\frac{\gamma\left(F_2\frac{dx}{dt}\right)^2}{2\mu_2^2 f_2^2 g} F_2 + P + R_{\text{TP}} + T_{\text{B}} + CR(t) + M\frac{d^2x}{dt^2}}{F_1}\right) g}}{\frac{\gamma}{F_1}} \quad (46)$$

Рівняння (46) в загальному випадку не може бути вирішене. Воно може бути вирішене методами чисельного інтегрування за допомогою ЕОМ. В частковому випадку, якщо корисне навантаження, сили тертя та сили в'язкого тертя величини сталі, їх можна замінити сталими середніми значеннями P_{CP}, $P_{\text{TP.CP}}$, $T_{\text{B.CP}}$ і рівняння може бути вирішене в загальному вигляді.

$P_{\text{CP}} = P$ - розрахункове навантаження; $P_{\text{TP.CP}} = P_{\text{TP.ШТОКА}} + P_{\text{TP.ПОРШНЯ}}$ - середнє значення зусилля на подолання сил тертя поршня і штока гідроциліндра;

$T_{\text{B.CP}} = T_{\text{B}} = \tau S = \tau 2\pi r l = \frac{\mu 2\pi r l v}{\delta}$ - середнє значення на подолання сил в'язкого тертя, де μ - коефіцієнт динамічної в'язкості; l - довжина поршня; δ - значення відстані між поверхнями поршня та циліндра, яке заміряне за нормаллю.

Роблячи заміни перемінних складових в рівнянні (46) постійними величинами отримаємо диференційне рівняння руху поршня.

Висновки

Проведено аналіз існуючих робочих органів активної дії, на основі яких розроблено гідропривід, який дає змогу зменшити навантаження на ланки навіски та зменшити енергоємність розробки ґрунту при заглибленні зуба розпушника в ґрунт за рахунок імпульсної подачі робочого органа.

Розраховані параметри динамічного руйнування ґрунту за теорією В.Л. Баладінського.

Визначені параметри гідроприводу, а саме діаметр поршня гідроциліндра, тов-

щину стінки гідроциліндра та внутрішній діаметр трубопроводу, що дають змогу зконструювати експериментальну модель гідроприводу. Вихідними даними для розрахунку гідроприводу стали визначені раніше параметри динамічного руйнування ґрунту.

Також був проведений динамічний розрахунок гідроприводу, в якому було визначена можлива швидкість переміщення поршня гідроциліндра, яка складає $v_1 = 0{,}067 м/с$, порівнявши яку з необхідною нам швидкістю для руйнування ґрунту $v_1 = 0{,}05 м/с$, можна зробити висновок, що розроблений гідропривід задовольняє умові динамічного руйнування ґрунту.

Література

1. *Галдин Н.С., Семенова И.А.* Автоматизированное моделирование гидроударного оборудования для экскаваторов. – Омск.: Изд-во СибАДИ, 2008. – 104с.
2. *Баладинский В.Л., Смирнов В.Н., Фомин А.В.* Теория разрушения робочих сред: Учебное пособие для специалистов и студентов.– Киев: КГТУСиА 1999. – 230с.
3. *Кравець С.В.* Теорія руйнування робочих середовищ: Навчальний посібник – Рівне: НУВГП, 2008. – 124с.
4. *Альтшуль А.Д., Калицун В.И., Майрановский Ф.Г.* Примеры расчетов по гидравлике: Учебное пособие. - М.: Стройиздат, 1976. 256 с.

References

1. *Galdin N.S.*, Semenova Y.A., 2008. Automatizirovannoe modelirovanie gidroudarnogo oborudovanija dlja ekskavatorov [Automated modeling hydropercussion equipment for excavators]. Omsk, SibADI Publ., 104.
2. *Baladinskiy V.L.*, Smirnov V.N., Fomin A.V., 1999. Teorija razrushenija robochikh sred [Theory of destruction working environments]. Kyiv, KGTUSiA Publ., 230.
3. *Kravets S.V.*, 2008. Teorija ruinuvannja robochykh seredovysch [Theory of destruction working environments]. Rivne, NUVGP Publ., 124.
4. *Altshul A.D.*, Kalitsyn V.I., Majranovskiy F.G., 1976. Primery raschetov po gidravlike. Uchebnoe posobie [Sample calculations on hydraulics. Textbook]. Moscow, Stroyizdat Publ., 256.

Надійшла до редакції
01.10.2012 р.

Затверджена до друку
22.10.2012 р.