

УДК 624.879

## АНАЛІЗ ПРОЦЕСУ ІМПУЛЬСНОЇ ПОДАЧІ ЗУБА РОЗПУШУВАЧА В РЕЖИМІ ЗАГЛИБЛЕННЯ

Л.Є. Пелевін, проф., к.т.н., Б.М. Мельниченко, інж.,  
Київський національний університет будівництва і архітектури

*Анотація.* Подано розробки конструкції навісок розпушувачів для динамічного руйнування ґрунту методом імпульсного відриву кусків ґрунту при заглибленні та виглибленні зуба розпушувача, що дає змогу зменшити навантаження на ланки навіски та енергоємність розробки ґрунту.

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

## АНАЛИЗ ПРОЦЕССА ИМПУЛЬСНОЙ ПОДАЧИ ЗУБА РЫХЛИТЕЛЯ В РЕЖИМЕ ЗАГЛУБЛЕНИЯ

Л.Е. Пелевин, проф., к.т.н., Б.М. Мельниченко, инж.,  
Киевский национальный университет строительства и архитектуры

*Аннотация.* Представлены разработки конструкции навесок рыхлителей для динамического разрушения почвы методом импульсного отрыва кусков грунта при углублении и выглублении зуба рыхлителя, что позволяет уменьшить нагрузку на звенья навески и энергоёмкость разработки грунта.

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

## ANALYSIS OF THE IMPULSE FEEDING OF A RIPPER TOOTH IN THE PENETRATION MODE

L. Pelevin, Prof., Cand. Sc. (Eng.), B. Melnichenko, Eng.,  
The Kyiv National University of construction and architecture

*Abstract.* The structure design of ripper linkage mounting structures for dynamic soil destruction by the method of pulse separation of soil lumps in the process of penetrating and lifting a tooth ripper that allows to reduce the load on the linkage mounting units and decrease the energy capacity of soil excavation is given.

*Key words:* digging machine, ripping equipment, the hinge of a working body, impulse feeding of hydraulic liquid, penetration mode, ripper tooth.

### Вступ

Найбільш важкими і трудомісткими роботами на будівництві є земляні, особливо – розробка мерзлих ґрунтів.

Основною причиною високої вартості та енергоємності в зимовий період є відсутність машин та обладнання для механізації розсо-

реджених робіт малих та середніх об'ємів, які проводяться в обмежених міських умовах.

Вирішити цю проблему допоможе обладнання активної дії, під час роботи якого робочий орган буде адаптуватись до зміни параметрів ґрунту, за рахунок чого енергоємність роз-

робки ґрунту буде значно менше, ніж при статичному руйнуванні ґрунту.

### Аналіз публікацій

За даними [1] енергоємність розпушення мерзлих ґрунтів залежно від їх фізико-механічних властивостей становить 0,2–0,66 кВт·год/м<sup>3</sup>, в той час коли при інших способах розробки цей показник сягає 1–2 кВт·год/м<sup>3</sup>.

### Мета і постановка завдання

Метою статті є розробка конструкції навіски для імпульсної подачі зуба розпушувача та проведення аналізу процесу імпульсної подачі зуба розпушувача в режимі заглиблення.

### Аналіз імпульсної подачі зуба

Робоче обладнання розпушувача (рис. 1) складається з робочої рами 1, гідроциліндра підйому-опускання навіски розпушувача 2, верхньої тяги 3, нижньої тяги 4, зуба 5 і наконечника 6.

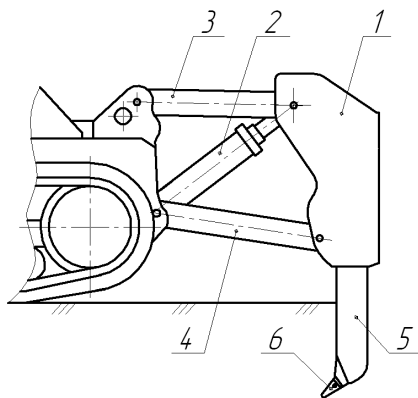


Рис. 1. Робоче обладнання розпушувача

Клин робочого органа розпушувача характеризується кутом загострення  $\beta$  та шириною  $B$  (рис. 2).

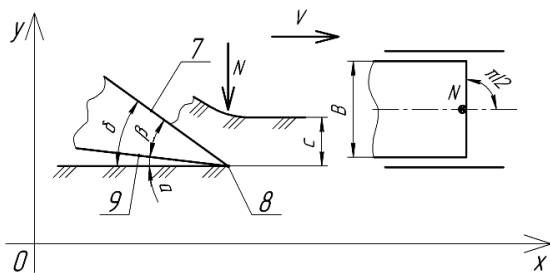


Рис. 2. Параметри клина

Кут загострення  $\beta$  визначається міцністю клина, а ширина  $B$  – технологічними умовами роботи. Для відокремлення стружки від масиву клину поєднуються два рухи: один за напрямком ОХ, що характеризується швидкістю різання  $V_p$ , інший (за ОУ) – рух подачі, що характеризується швидкістю подачі  $V_{II}$ . Умова руйнування ґрунту та виникаюче зусилля залежать від положення клину відносно осі ОХ. Це положення визначається кутом різання  $\delta$  між передньою гранню та дотичною до поверхні різку.

Окрім статичного обладнання, в розпушувачах використовується ударний робочий інструмент, який є рухомих відносно базової машини та її частин, що дозволяє отримати практично будь-які зусилля та швидкість на різальній кромці робочого обладнання, завдяки чому може бути збільшена її продуктивність.

Враховуючи зазначене, в КНУБА розроблені конструкції (рис. 3, 4) розпушувачів активної дії [1].

Зазначений розпушувач активної дії працює таким чином. У процесі заглиблення стояка 5 з ножем 9 у ґрунт на нижню грань ножа 9 діє реакція опору заглиблення, що приводить до руху стояка 5 та всовування штока гідроциліндра 10 у корпус, завдяки чому збільшується тиск у поршневій порожнині гідроциліндра 10 і камера керування 16 перемикає трипозиційний двопровідний розподільник 14 у праве положення.

При цьому гідрорідина подається до гідромотора 26, який своїм валом з'єднаний з кулачками 7, які при обертанні, наштавхуються на виступ, 6, створюють імпульсну подачу стояка розпушувача 5 з ножем 9, що намагається заглибити ніж 9 у ґрунт. Імпульсна подача ножа 9 буде відбуватись, поки реакція опору заглибленню не зменшиться.

Процес виглиблення стійки 5 з ножем 9 із ґрунту відбувається аналогічно, окрім того, що реакція опору виглибленню діє на передню грань ножа, завдяки чому відбувається незначне висовування стояка 5 з рами робочого органа 4.

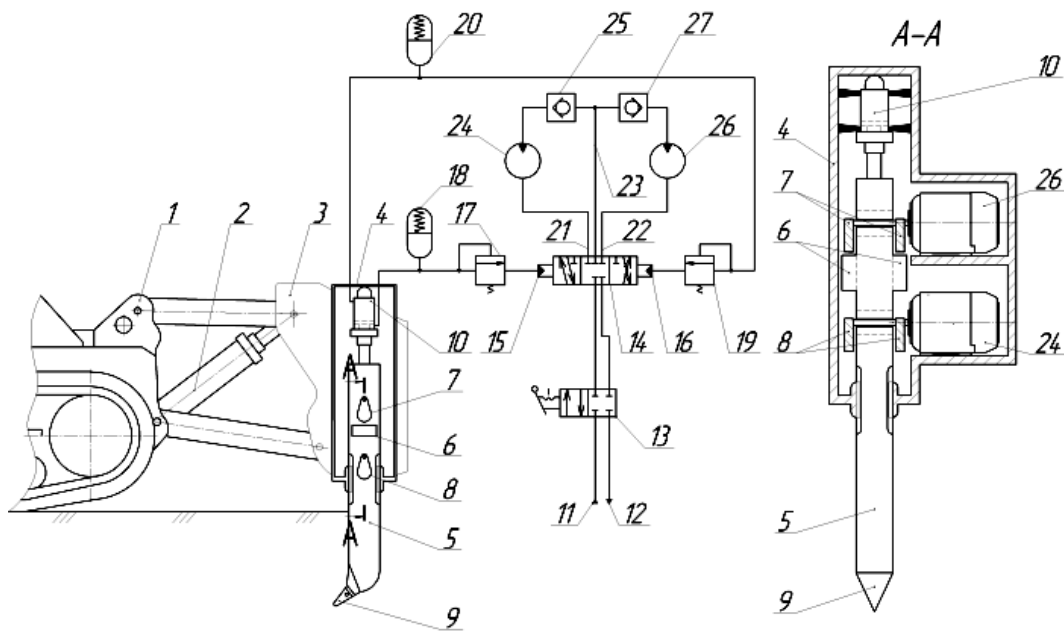


Рис. 3. Розпушувач активної дії: 1 – базова машина; 2 – навіска; 3 – рама; 4 – рама робочого органа; 5 – стояк; 6 – виступ; 7 – верхні кулачки; 8 – нижні кулачки; 9 – клин; 10 – гідроциліндр; 11, 12 – напірна та зливна магістралі; 13, 14 – розподільник; 15, 16 – камери керування; 17, 19 – перепускний клапан; 18, 20 – акумулятор гідрорідини; 21 – клапан, 22 – лівий та правий напірні потоки; 23 – зливний потік; 24, 26 – гідромотор; 25, 27 – зворотний клапан

Принцип роботи розпушувача з керованим гідроприводом (рис. 4) є аналогічним до принципу роботи попередньої конструкції.

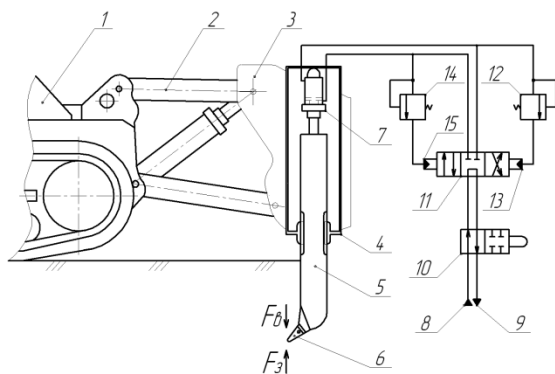


Рис. 4. Розпушувач з керованим гідроприводом: 1 – базова машина; 2 – навіска; 3 – робоча балка; 4 – рама робочого органа; 5 – стояк; 6 – ніж; 7 – гідроциліндр; 8 – напірна магістраль; 9 – зливна магістраль; 10, 11 – розподільник; 12, 14 – перепускний клапан; 13, 15 – камери керування

У процесі заглибленню стояка 5 з ножем 6 у ґрунт на нижню грань ножа 6 діє реакція опору заглибленню  $F_3$ , що намагається заштовхнути стояк 5 у раму робочого органа 4,

що приводить до руху стояка розпушувача 5 та втягування штока гідроциліндра 7 у його корпус, завдяки чому збільшується тиск у поршневій порожнині гідроциліндра 7 і камера керування 13 перемикає трипозиційний двопровідний розподільник 11 у праве положення. При цьому гідрорідина від бака через двопозиційний двопровідний розподільник 10 і трипозиційний дволінійний розподільник 11 подається до поршневої порожнини гідроциліндра.

Причому двопровідний розподільник 10, зображений на рис. 5, виконує функцію генератора коливань.

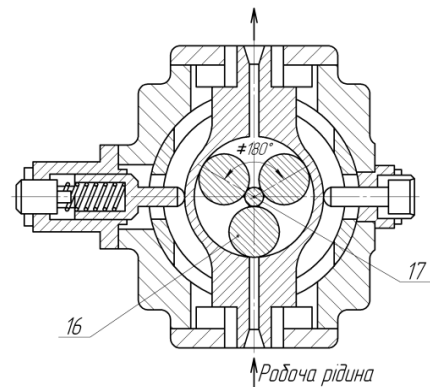


Рис. 5. Дросельний розподільник: 16 – золотник; 17 – приводний вал золотника

Імпульсний поступальний рух зуба 6 відбувається за рахунок двопозиційного двопровідного керуючого розподільника, золотник якого під час обертання послідовно перекриває вхідні та вихідні отвори робочих камер двопозиційного двопровідного керуючого розподільника 18, створюючи на виході пульсуючий (імпульсний) закон подачі робочої рідини, що залежить від кількості куль золотника.

Оскільки вихідний патрубок перекривається на певний час, а гідромотор працює постійно, подаючи гідрорідину до золотникового розподільника, та беручи до уваги, що однією з основних характеристик гідрорідини є можливість стиснення, до зусилля на робочому органі додатково додається енергія стиснення гідрорідини  $\delta A_{\text{СТ.РІД}}$  (рис. 6).

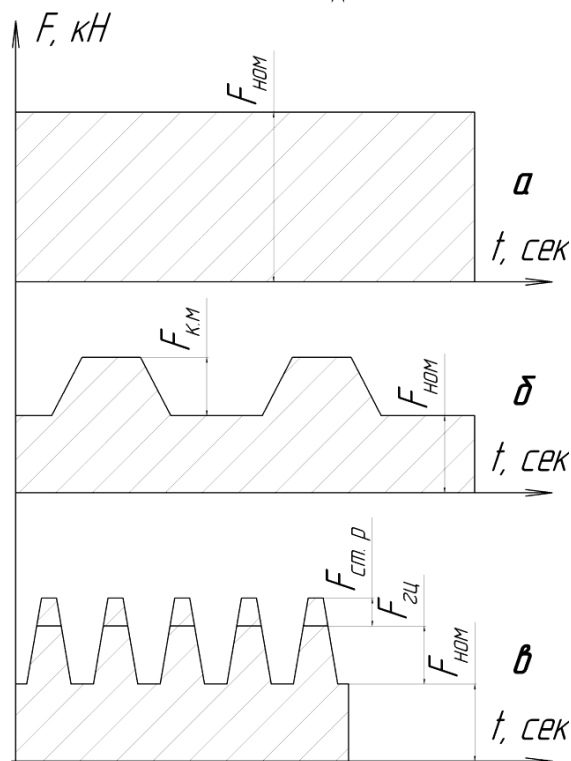


Рис. 6. Характер зміни впливу на ґрунт у часі відповідно до типу керування навіскою розпушувача: а – зусилля при статичному руйнуванні ґрунту; б – зусилля при імпульсній подачі зуба розпушувача з використанням гідравлічної системи, показаної на рис. 3; в – зусилля при імпульсній подачі зуба розпушувача з використанням гідравлічної схеми, показаної на рис. 4

Стиснення враховується коефіцієнтом об'ємного стиснення  $\beta_p$ , що являє собою

відносне зменшення об'єму рідини на одиницю тиску

$$\beta_p = -\frac{\Delta V}{V_0} \frac{1}{\Delta p}, \quad (1)$$

де  $\Delta V$  – зменшення об'єму за збільшення тиску на  $\Delta p$ ;  $V_0$  – початкове значення об'єму рідини.

Таким чином, повна механічна енергія  $\delta A_M$  частини імпульсного об'єму гідрорідини, створюваного дросельним розподільником, становить собою суму потенційної енергії  $\delta A_{\text{П}}$ , кінетичної  $\delta A_K$  та енергії стиснення рідини

$$\delta A_M = \delta A_{\text{П}} + \delta A_K + \delta A_{\text{СТ.РІД}}. \quad (2)$$

Значення коефіцієнта об'ємного стиснення  $\beta_p$  для деяких рідин наведені в табл. 1.

Таблиця 1 Властивості рідин

Рідина, масло	Щільність $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	Коефіцієнт об'ємного		Кінематична в'язкість, мм <sup>2</sup> /с, за температури, °С	
		стиснення $\beta_p$ , 10 <sup>3</sup> /°С	розширення $\beta_T$ , 10 <sup>3</sup> /°С	20	50
Масло И-50	910	0,68		400	47–55
Масло АМГ-10	850	0,74	0,83	18	10
Масло турбіне-57	920	0,56	0,65		55–59

Механічна енергія в об'ємному приводі передається від джерела робочого середовища до об'ємного двигуна за допомогою рідини чи газів. Для аналізу процесу передачі механічної енергії розглянемо енергозбереження робочого середовища. Для цього у сталому потоці робочого середовища виділяємо елементарний об'єм  $\delta W$ . Мала величина виділеного об'єму дозволяє взяти всередині нього рівномірно розподілений тиск  $p$  та однакову густину  $\rho$  робочої рідини. Крім того, застосуємо метод заміни швидкостей окремих шарів рухомої робочої рідини середньою по перерізу потоку швидкістю  $u$ .

Потужність  $N_p$  потоку рідини на робочому органі розпушувача визначається відношенням

$$N_p = Q_H p_H, \quad (3)$$

де  $Q_H$ ,  $p_H$  – витрата і тиск робочої рідини на виході з насоса.

Із врахуванням коефіцієнта стиснення рідини визначаємо підвищення тиску для рідин, вказаних у таблиці 1, за якого початковий об'єм зменшено на 0,1 %, 0,25 %, 0,5 %, 0,75 % та 1 %.

$$\Delta p = \frac{\Delta V}{V_0} \frac{1}{\beta_p}, \quad (4)$$

де, за умовами,  $\frac{\Delta V}{V_0}$  відповідно дорівнює 0,001; 0,0025; 0,005; 0,0075; 0,01, а коефіцієнт об'ємного стиснення для масла И-50 –  $\beta_p = 6,8 \cdot 10^{-10} \text{ Па}^{-1}$ , для масла АМГ-10 –  $\beta_p = 7,4 \cdot 10^{-10} \text{ Па}^{-1}$  та для масла турбінного-57 –  $\beta_p = 5,6 \cdot 10^{-10} \text{ Па}^{-1}$ .

Таким чином, підвищення тиску для масла И-50:

$$\Delta p = \frac{0,001}{6,8 \cdot 10^{-10}} = 1,471 \cdot 10^6 \text{ Па} = 1,471 \text{ МПа};$$

$$\Delta p = \frac{0,0025}{6,8 \cdot 10^{-10}} = 3,6765 \cdot 10^6 \text{ Па} = 3,6765 \text{ МПа};$$

$$\Delta p = \frac{0,005}{6,8 \cdot 10^{-10}} = 7,35 \cdot 10^6 \text{ Па} = 7,35 \text{ МПа};$$

$$\Delta p = \frac{0,0075}{6,8 \cdot 10^{-10}} = 11,03 \cdot 10^6 \text{ Па} = 11,03 \text{ МПа};$$

$$\Delta p = \frac{0,01}{6,8 \cdot 10^{-10}} = 14,71 \cdot 10^6 \text{ Па} = 14,71 \text{ МПа}.$$

Аналогічно визначаємо підвищення тиску мастил АМГ-10 та турбінного-57 (рис. 7).

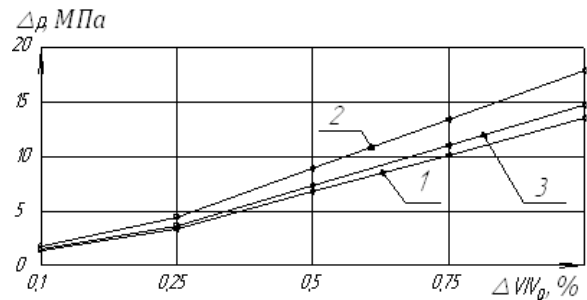


Рис. 7. Залежності підвищення тиску від зменшення об'єму рідини: 1 – масло АМГ-10; 2 – масло И-50; 3 – масло турбінне-57.

Результати розрахунків наведено у вигляді графіків залежностей підвищення тиску від зменшення їх об'єму.

### Висновки

Розроблені гідравлічні схеми імпульсних приводів дозволяють створювати на робочому органі різні режими імпульсної подачі зуба розпушувача. Крім того, із врахуванням наведеного аналізу і розрахунків, які показали, що, завдяки властивості стиснення робочої рідини, до зусилля на робочому органі додатково додається енергія стиснення гідрорідини. Із врахуванням аналізу і розрахунків зменшиться енергоємність розробки ґрунту.

### Література

1. Захарчук Б.З. Бульдозеры и рыхлители / Б.З. Захарчук, В.А. Телушкин, Г.А. Шлойдо, А.А. Яркін – М.: Машиностроение, 1987. – 240 с.
2. Пат. 81980 У Україна. Розпушувач активної дії / Пелевін Л.Є., Мельниченко Б.М.; заявник і патентовласник Київський національний університет будівництва і архітектури. – № 2013 / 02813; заявл. 06.03.2013; опубл. 10.07.2013, Бюл. № 13. – 7 с.
3. Вакина В.В. Машиностроительная гидравлика / В.В. Вакина, И.Д. Денисенко, А.Л. Столяров. – М.: Высшая школа, 1987. – 208 с.

Рецензент: М.Д. Каслін, професор, к.т.н., ХНАДУ.

Стаття надійшла до редакції 18 квітня 2016 р.