

ВИЗНАЧЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ЗЕМЛЕРИЙНИХ МАШИН

АННОТАЦІЯ. В статті розглянута можливість отримання строку безвідмовної роботи робочих органів землерийних машин та задавання режиму для їх стендових випробувань, змінюючи параметри навантаження із заданою ймовірністю. Запропонована конструкція стенда для визначення працездатності робочих органів землерийних машин.

Ключові слова: різання ґрунту, зуб, втома при згині, підвищення надійності, ймовірність безвідмовної роботи.

АННОТАЦИЯ. В статье рассмотрена возможность получения срока безотказной работы рабочих органов землеройных машин и задания режима для их стендовых испытаний, изменяя параметры нагрузки с заданной вероятностью. Предложена конструкция стенда для определения работоспособности рабочих органов землеройных машин.

Ключевые слова: резание почвы, зуб, усталость при изгибе, повышение надежности, вероятность безотказной работы.

SUMMARY. In the article the considered possibility to get probabilities of faultless work of tooth of earthmover after which it is possible to find the term of his service and set the modes of stand vi-probuvan' of workings organs of earthmovers, changing parameters with the set probability. Zapro-ponovana construction of stand for determination of capacity of workings organs of earthmovers.

Key words: cutting of soil, tooth, fatigue, at a bend, increase of reliability, probability of bezvidmov-noy work.

Вступ

Підвищення надійності робочих органів машин для різання ґрунту та гірських порід, зниження металоємності, покращення експлуатаційних показників є пріоритетним напрямком роботи з вдосконалення існуючих та розробки нових землерийних машин. Під час роботи землерийні машини взаємодіють з ґрунтом своїми зуб'ями (розпушувачі, екскаватори тощо).

Спосіб руйнування ґрунтів за малої швидкості прикладання силової дії називають статичним. Оскільки опір руйнуванню міцних і мрзлих ґрунтів у процесі зколу (відділення елемента стружки) змінюється значною мірою тому цей термін відносно міцних ґрунтів можна прийняти умовним.

Як свідчать дослідження, амплітуда зміни сили різання міцних і мерзлих ґрунтів складає у середньому 0,7 середньомаксимальної величини (рис.1), і має випадковий характер. До цього часу зуб'я землерийних машин виготовлялися зі свідомо збільшеною масою, що призводило до збільшення матеріалоємності, тобто до збільшення собівартості машин.

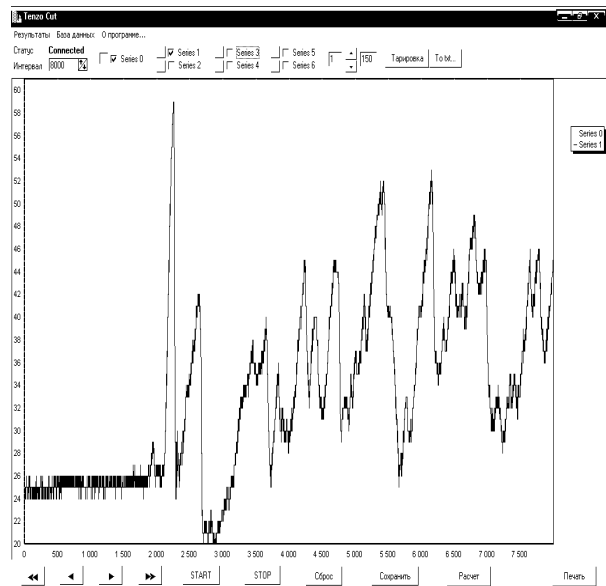


Рис.1. Осцилограма дотичної сили опору мерзлого ґрунту різанню

Вищенаведені коливання сили обумовлюють динамічні дії на робоче обладнання. Водночас зуб'я землерийних машин працюють на згин і тому в них основним навантаженням є нормальні напруження, що призводять до виходу машини із ладу завдяки втомі при згинанні (рис. 2).

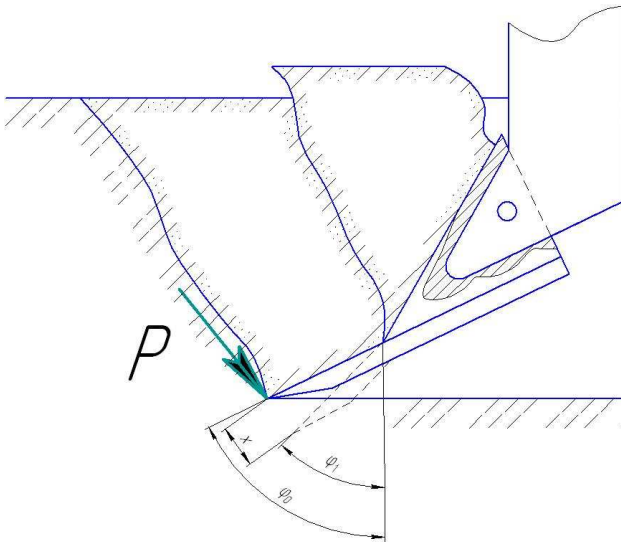


Рис. 2. Вигин зуба при різанні ґрунту

Актуальність

Підвищення надійності робочих органів конструкцій машин для різання ґрунту та гірських порід, зниження металоємності, покращення експлуатаційних показників є пріоритетним напрямком роботи з вдосконалення існуючих та розробки нових землерийних машин, і тому цей напрямок дослідження є актуальним.

Метою дослідження є вдосконалення існуючих та створення нових конструкцій робочих органів машин для земляних робіт з підвищеною ефективністю: подовженою працездатністю, менше енергоємних та менше металоємних, що підвищить їх конкурентоздатність.

Виклад основного матеріалу

Розглянемо напруження у кожному перерізі зуба

$$\sigma_3 = \frac{P \cdot l \cdot K_H}{W}, \quad (1)$$

де $P = k_1 b l$ - сила опору ґрунту різанню, Н; k_1 - питомий опір (коефіцієнт зовнішнього навантаження визначається, виходячи з фізичних процесів) (див. *Домбровский* и др. *Строительные машины, М., Машиностроение, 1976, с. 286, табл. 32*); l - відстань від різальної кромки зуба до заданого перерізу; b - ширина зуба; W - момент опору поперечного перерізу зуба; K_H - коефіцієнт навантаження.

Напруження σ_3 є випадковою величиною, що залежить від іншої випадкової величини - коефіцієнта навантаження K_H . Всі інші параметри розглядаються як детерміновані.

Коефіцієнта K_H є випадковою величиною і залежить від трьох факторів, тобто

$$K_H = k_1 \cdot K_{B1} \cdot K_{V1}, \quad (2)$$

де K_{B1} - враховує розподіл зусиль по ширині зуба; K_{V1} - враховує динамічність навантаження (для землерийних машин $K_{V1} = 1,4$).

У спрощених розрахунках коефіцієнт варіації V_H коефіцієнта навантаження K_H визначають через коефіцієнти варіації співмножників [2], як коефіцієнт варіації витривалості зуба

$$V_H = \sqrt{V_{B1}^2 + V_{V1}^2}. \quad (3)$$

Практика проектування машин [1] підтвердила, що значення коефіцієнтів варіації V_{B1} та V_{V1} можна приймати в таких межах:

V_{B1} - коефіцієнт варіації коефіцієнта K_{B1} визначають за формулою

$$V_{B1} = \frac{1}{9} \frac{K_{B1} - 1}{K_{B1}}; \quad (4)$$

V_{V1} - коефіцієнт варіації динамічної складової навантаження, залежить від міцності зуба і при твердості поверхні $H \leq HB350$ дорівнює

$$V_{V1} = 0,23 \frac{K_{V1} - 1}{K_{V1}}. \quad (5)$$

Середня границя витривалості зуба при вигинанні визначається

$$\overline{\sigma}_{31} = \overline{\sigma}_3 K_D, \quad (6)$$

де K_D - коефіцієнт довговічності; $\overline{\sigma}_3$ - середнє значення границі витривалості зуб'їв базового зразка (за кривою Вьоллера).

Для нормалізованих і поліпшених сталей приймають

$$\overline{\sigma}_3 = (1,35H + 100) \frac{1}{1 + u_p V_{D1}}, \quad (7)$$

де H - твердість за Брюнелем; u_p - квантиль нормального розподілення (задається таблично для заданої ймовірності);

$V_{\Pi 1}$ - коефіцієнт варіації базового зразка (для зуб'їв з термічно необробленої сталі $V_{\Pi 1}=0,08\dots 0,10$).

Коефіцієнт запасу міцності

$$\bar{n}_3 = \frac{\bar{\sigma}_{31}}{\sigma_3}. \quad (8)$$

Ймовірність безвідмовної роботи за критерієм опору втомі при вигинанні визначається за квантилем нормального розподілу

$$u_p = \frac{\bar{n}_3 - 1}{\sqrt{\bar{n}_3^2 \cdot V_H^2 + V_\sigma^2}}, \quad (9)$$

де \bar{v}_σ - коефіцієнт варіації діючого зовнішнього моменту напруження на колесах ($\bar{v}_\sigma = 0,12$).

Як приклад розрахуємо ймовірність безвідмовної роботи зуба розпушувача за критерієм опору втоми при вигині. Матеріал зуба – сталь 45; термообробка – поліпшення; твердість зуба HB300; коефіцієнт довговічності $K_D = 1$; середнє значення і коефіцієнти варіації напруження вигину в небезпечному перерізі зуба дорівнюють $\sigma_{\Pi} = 320 \text{ МПа}$, $v_{\sigma\Pi} = 0,2$. Приймаємо коефіцієнт варіації границі витривалості базового зразка $v_{\Pi 1} = 0,09$, а середнє значення $\bar{\sigma}_3$ обчислюємо

$$\bar{\sigma}_3 = (1,35 \cdot 300 + 100) \times \frac{1}{1 + 1,28 \cdot 0,09} = 571 \text{ МПа}. \quad (10)$$

Визначаємо середнє значення і коефіцієнт варіації границі витривалості зуба

$$\bar{\sigma}_{31} = 571 \cdot 1 = 571 \text{ МПа}. \quad (11)$$

Якщо прийняти $K_{B1} = 1,15$, а $K_{V1} = 1,4$ то коефіцієнти варіації дорівнюють

$$V_{B1} = \frac{1}{9} \frac{1,15 - 1}{1,15} = 0,014; \quad (12)$$

$$V_{V1} = 0,23 \frac{1,4 - 1}{1,4} = 0,066; \quad (13)$$

$$V_H = \sqrt{0,014^2 + 0,066^2} = 0,067. \quad (14)$$

Коефіцієнт запасу міцності за середнім значенням $\bar{n}_3 = \frac{571}{320} = 1,78$.

Квантиль нормального (нормованого) розподілу

$$u_p = \frac{1,78 - 1}{\sqrt{(1,78^2 \cdot 0,067^2 + 0,12^2)}} = 1,68. \quad (15)$$

За квантилем u_p знаходимо [3] ймовірність безвідмовної роботи зуба $P_{\Pi} = 0,953$.

Із отриманої ймовірності безвідмовної роботи зуба землерийної машини можливо отримати термін його служби (випробувань на міцність) t , якщо задатися його ресурсом, що описується, наприклад, розподілом Вейбула з параметрами t_0 та m за залежністю

$$P_{\Pi} = e^{-\left(\frac{t}{t_0}\right)^m}, \text{ звідки } t = -t_0 \sqrt[m]{\ln P_{\Pi}}.$$

Визначивши термін служби зуба, є можливість задавати режими стендових випробувань робочих органів землерийних машин, змінюючи параметри K_D, κ_1, K_H , тощо із заданою ймовірністю.

Таку можливість забезпечує стенд для випробування різальних елементів землерийної техніки (рис.3).

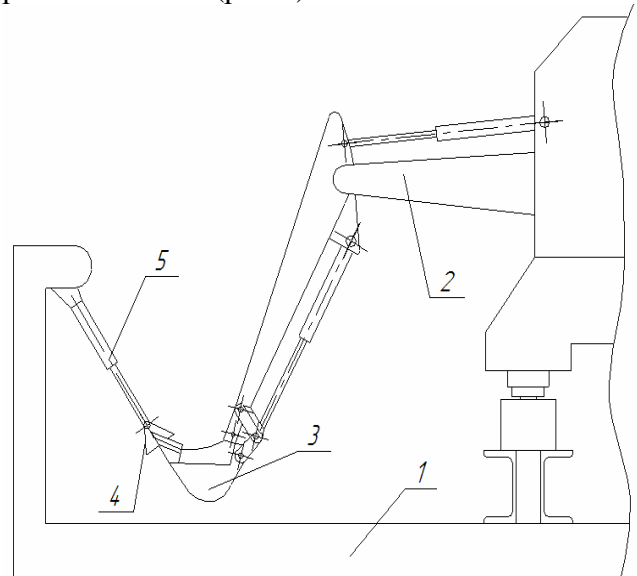


Рис. 3. Загальний вигляд стенда для випробування навісного обладнання землерийної машини

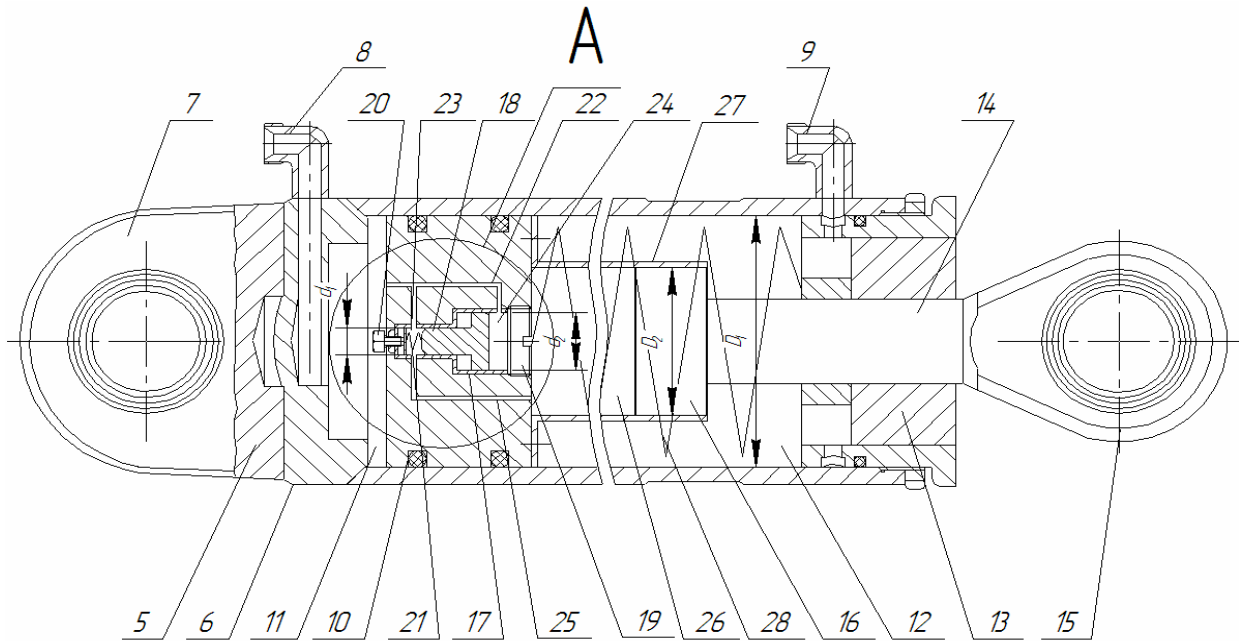


Рис. 4. Навантажувальний пристрій

Стенд працює таким чином: на раму 1 (рис.3) встановлюється навісне обладнання землерийної машини 2 (одноківшевий екскаватор, ківшевий навантажувач, бульдозерне обладнання тощо), на ріжучу кромку ковша 3 встановлюється упорна колодка 4, до неї кріпиться навантажувальний пристрій 5, який шарнірно закріплюється до платформи 1. Навісне обладнання 2 фіксується в заданому положенні.

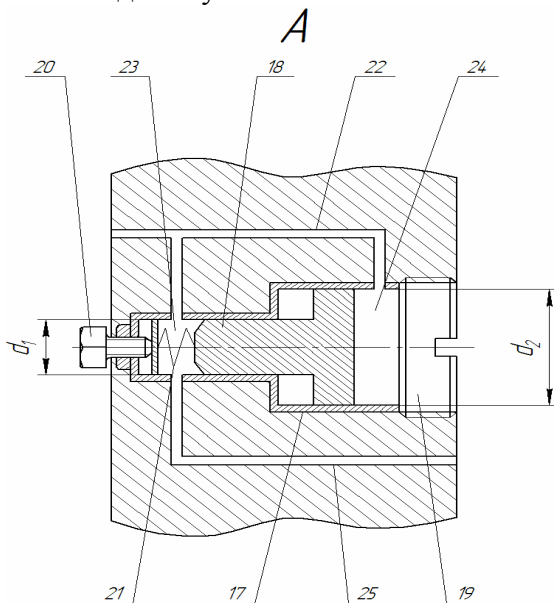


Рис. 5. Виносний елемент А по Рис.4.

Подача рідини від гідросистеми станда (на кресленні не вказується) до навантажувального пристрою 5 (рис.4) здійснюється через штуцер 8 у порожнину 11. Рідина поступає у канал 22. Так як під клапаном 18 знаходиться пружина 21, то він знаходиться у відкритому положенні і вільно пропускає рідину з каналу 22 через порожнину 23 у канал 25, з'єднуючи порожнину 11 з порожниною 26.

У порожнині 26 рідина починає діяти на поршень 16, створюючи зусилля на штоці 14 що дорівнює $F_1 = p_1 \frac{\pi D_2^2}{4}$, це зусилля

передається через шток 14 і навантажує навісне обладнання землерийної машини, де тиск p_1 початковий тиск у порожнині 12. Так як робоче обладнання утворює опір пересуванню поршня 16, то тиск починає зростати а через канал 25 зростання тиску передається у канал 22 та у порожнину 24. Завдяки різниці діаметрів $d_2 > d_1$ підвищений тиск на клапані 18 опускає його, перекриваючи прохідний канал через порожнину 23 і рідина починає діяти на поршень 10 із зусиллям, що дорівнює $F_1 = p_2 \frac{\pi D_1^2}{4}$, цим

самим моделюючи зіткнення ковша з перешкодою, так як $F_2 \gg F_1$ ($p_2 > p_1$, $D_1 > D_2$), що

наближує умови випробувань до експлуатаційних.

При демонтажу навантажувального пристрою рідина подається у порожнину 12, тиск в ній знижується, клапан 17 відкривається і поршень 10 завдяки пружині 28 повертається у вихідне положення.

Висновки

1. Виконано аналіз напруженого стану в зуб'ях землерийних машин, який довів, що основним навантаженням є зусилля, що має випадковий характер, а зуб'я працюють на згин.
2. Отримано ймовірності безвідмовної роботи зуба землерийної машини, що дає можливість визначити строк його служби за заданих параметрів роботи, що наближує умови стендових випробувань до натуральних.
3. Запропоновано конструкцію стенда для визначення працездатності робочих органів землерийних машин.

Література

1. *Пелевін Л.С.* Підвищення надійності і довговічності приводів динамічних робочих органів будівельної техніки на основі стендових випробувань: Монографія. – К.: Українська академія наук, «МП Леся», 2008. – 196 с.
2. *Козлов В.В.* Надежность горных машин и оборудования. Учебн. пособ. Алчевск; ДГМИ, 2003. – 270 с.
3. *Гребенюк В.М., Цапко В.К.* Надежность металлургического оборудования.: Справочник. – М.: Металлургия, 1989. – 592 с.

Рецензент: К.І. Почка, к.т.н., доцент (КНУБА, Київ)

Отримано: 07.04.2011 р.