

ПОНИЖЕННЯ МАТЕРІАЛОЄМНОСТІ ЗЕМЛЕРИЙНИХ МАШИН НА ПРИКЛАДІ ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНОГО СТАНУ ЛАНОК ТИПОВОГО РОЗПУШУВАЧА

[Володимир Бажан¹], Вячеслав Ловеїкін², Дмитро Паламарчук¹

¹ Київський національний університет будівництва і архітектури,
03680, Повітофлотський пр-кт 31, Київ, Україна, e-mail: palamarchuk-dima@ukr.net

² Національний університет біоресурсів і природокористування України,
03041, вул. Героїв Оборони 11, Київ, Україна

LOWERING MATERIAL CONSUMPTION EARTHMOVER FOR EXAMPLE STUDY STRESS STATE STANDARD LINKS RIPPERS

[Volodymyr Bazhan¹], Vyacheslav Loveykin², Dmitry Palamarchuk¹

¹ Kyiv National University of Construction and Architecture,
03680, Povitoflotskyu prospect 31, Kyiv, Ukraine

² National University of Life Environmental Sciences of Ukraine,
03041, Heroiv Oborony st., 11, Kyiv, Ukraine

АНОТАЦІЯ. В роботі наведено результати експериментального та аналітичного дослідження напруженого стану ланок серійного розпушувача ДП-26С. В результаті цих досліджень визначено величини і характер розподілу внутрішніх нормальних і тангенціальних напружень в ланках балкової конструкції. На основі проведеного аналізу запропонована стрижнева конструкція навіски розпушувача з рівномірними ланками.

Ключові слова: розпушувач; ланка; навантаження; напруження; матеріалоемність.

АННОТАЦИЯ. В работе приведены результаты экспериментального и аналитического исследования напряженного состояния звеньев серийного разрыхлителя ДП-26С. В результате этих исследований определены величины и характер распределения внутренних нормальных и тангенциальных напряжений в звеньях балочной конструкции. На основе проведенного анализа предложена стрижневая конструкция навески разрыхлителя с равнопрочными звеньями.

Ключевые слова: рыхлитель; звено; нагрузка; напряжение; материалоемкость.

SUMMARY. Purpose. The aim is to develop a science-based approach to resolving the issue material consumption earthmover case study on stress state model links rippers. **Methodology/approach.** Studies have been done theoretically and experimentally. **Findings.** As a result of the research proposed is a new rugged design rippers, links which may be made of shapes, such as thick-walled tubes, as pivotally connected by rods that are predominantly single-axis tension. **Research limitations/implications.** Actual and head tension recorded in some parts of the cell sections differed in magnitude, sign and orientation in three-dimensional coordinate system and were much lower than the allowable stress for the material parts. Factor of safety for the individual elements of the basic units are within 3.3...9. Some loaded links, such as lower and upper thrust differ in mass by 2.6 times. **Originality/value.** The bar baking powder synthesized design is different from the typical gear control improved technical and economic performance - a 25% decrease in material consumption and cost reduction through manufacturing base units with rolled or shaped tubes and significantly simplify technology, increase productivity through efficient form of tooth grinding effect and rotating cone tip.

Key words: ripper; link; load; tension; consumption of materials.

Подано 17.04.2013; прийнято 16.05.2013

ВСТУП

Згідно з урядовою програмою щодо інтенсифікації житлового, промислового і дорожнього будівництва в Україні передбачається суттєве збільшення об'єму підготовчих і земляних робіт, в тому числі у зимовий період і в міцних ґрунтах. Виконання цих робіт вимагає збільшення та оновлення парку машин для виконання земляних робіт, насамперед, бульдозеро-розпушувальних агрегатів, скреперів, екскаваторів тощо. В наш час ця задача вирішується за рахунок придбання дорогої імпоротної

техніки та ремонту і відновлення вітчизняних машин старшого покоління із практично вичерпаним ресурсом. Проте, за останній період з'явився ряд публікацій і праць з науково обґрунтованими рекомендаціями сучасної ефективної будівельної техніки [1–4].

В НДІ будівельно-дорожньої і інженерної техніки КНУБА науковими співробітниками за участі студентів і аспірантів також виконано ряд науково-експериментальних досліджень з оптимізації основних параметрів машин для земляних робіт, зокрема, навісних розпушувачів та їхніх робочих

органів. Ці дослідження дозволили суттєво поліпшити техніко-економічні показники бульдозеро-розпушувальних агрегатів на базі тракторів тягового класу 10, 15, 25, найбільш застосовуваних в ґрунтово-кліматичних умовах України. Удосконалені конструкції наконечників і зубів розпушувачів, розклинювальні пристрої для розробки твердо-мерзлих ґрунтів і розбірно-скельових порід є принципово новим обладнанням навісних розпушувачів з мінімізованими реакціями в ланках і силових циліндрах та методика проектування таких навісок. Ряд розробок і конструкцій признані оригінальними і захищені авторськими правами.

Водночас, залишається актуальним питання зменшення матеріалоємності як розпушувачів, так і інших землерийних машин, яке вважається одним з найважливіших показників ефективності виробів машинобудування.

Звичайно матеріалоємність землерийних машин мінімізують на стадії їхнього проектування і виготовлення шляхом використання у металоконструкціях легованих і низьколегованих сталей підвищеної міцності. Однак базові ланки машин традиційно мають зварну балкову конструкцію, а поперечні розміри таких ланок найчастіше порівнянні з їхньою довжиною. Через це прийнята методика розрахунку робочого обладнання землерийних машин за стрижневими розрахунковими схемами спричиняє непередбачувані похибки і невиправдане завищення маси як окремих ланок, так і навісок в цілому. В результаті все це призводить до великої перевитрати якісних конструкційних сталей, ускладнення технології виготовлення і подорожчання машин для земляних робіт [2, 5].

МЕТА СТАТТІ

Метою даної роботи є розробка науково обґрунтованого підходу до вирішення питання матеріалоємності землерийних машин на прикладі дослідження напруженого стану ланок типового розпушувача.

ВИКЛАД МАТЕРІАЛУ

Механізми розпушувачів, незважаючи на уявну зовнішню простоту, відносяться до

складних розрахункових конструкцій [1, 5]. Базові ланки серійних розпушувачів мають зварну підребровану балкову конструкцію, а габаритні розміри деяких із них співрозмірні з розмірами ланок механізму навіски базових тракторів. Конструкції нових важких розпушувачів виявляються особливо громіздкими, а це призводить до великої перевитрати конструкційних сталей, ускладнення технології виготовлення і значного подорожчання механізмів. Це пов'язано з тим, що, здебільшого, розпушувачі проектуються за теорією подібності.

Дослідження напруженого стану ланок типового серійного розпушувача з метою зниження його матеріалоємності виконувалося на замовлення ЗАО «Челябинские строительно-дорожные машины» (ЗАО «ЧСДМ») – провідного виробника бульдозеро-розпушувальних агрегатів в країнах СНД.

У якості досліджуваного був обраний навісний серійний розпушувач ДП-26С, агрегатований з трактором Т-130.1.Г-1. Розпушувач складається з таких основних вузлів (рис 1): опорної рами 1, верхньої 2 і нижньої 3 тяг, робочої балки 4 із зубом 6 і спарених гідроциліндрів 5 зі штуцерами 7 вводу-виводу робочої рідини.

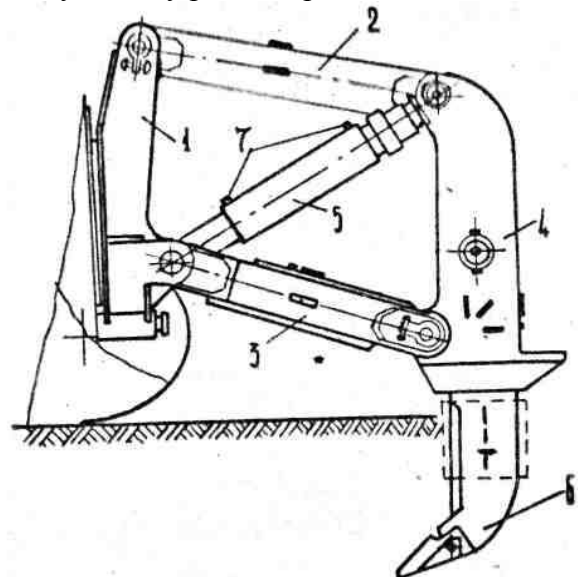


Рис.1. Загальний вигляд розпушувача ДП-26С із розташованими на ланках тензодатчиками і датчиками тиску в циліндрах

Fig. 1. General view of the ripper DP-26C with load cells located on levels and pressure sensors in the cylinders

У процесі розробки монтажних схем розташування тензодатчиків вимірювання напружень враховувався, насамперед, вид отриманого ланками навантаження. Наприклад, верхня тяга 2, що має невеликі розміри поперечного перерізу, і силові циліндри 5 зазнають асиметричного навантаження і в них виникає асиметричний напружений стан. Опорна рама 1, робоча балка 4 і нижня тяга 3 сприймають складні навантаження, які викликають неоднорідне поле напружень. Відповідно до передбачуваного напруженого стану ланок на них наклеювалися або поздовжньо розташовувалися одноосьові тензорезистори або прямокутні тензорозетки, а в штуцерах 7 одного з циліндрів були вмонтовані датчики тиску (рис. 1, 2) [2].

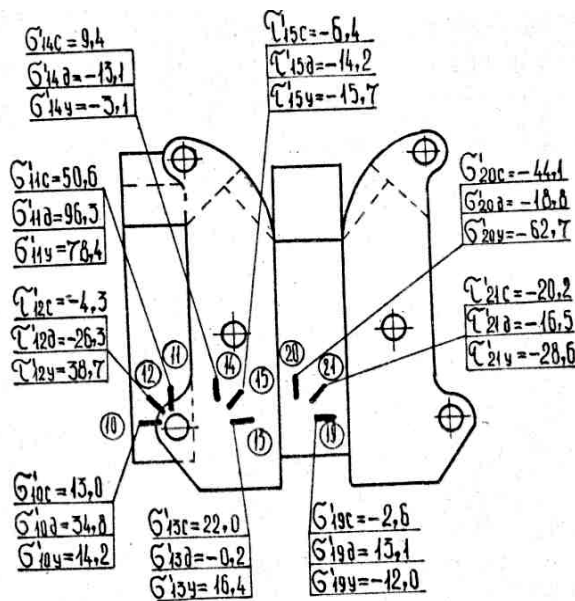


Рис.2. Розгортка робочої балки із зображеними датчиками 10–21 і дійсними напруженнями в них σ_i (МПа) під час статичних і динамічних випробувань розпушувача

Fig. 2. Scan the working beam from images sensors 10-21 and actual stresses in them σ_i (MPa) during static and dynamic tests ripper

Зокрема, для визначення напружень у верхній тязі по вісях її верхньої і бічної пластин монтувалися одноосьові датчики під номерами 1 і 2 (рис. 1), (далі цифрові позначення датчиків наведені без слова чи знаку «№»). Одноосьовий тензорезистор 9 наклеювався також на праву бічну пластину нижньої тяги 3 (рис. 1), а на її верхній

пластині монтувалась розетка із трьох тензодатчиків 6, 7 і 8. У середній частині опорної рами 1 монтувалась тензорозетка з датчиків 3, 4, 5. На стінках робочої балки (рис. 2) були наклеєні три розетки датчиків під номерами 10–12, 13–15 і 19–21. Термокомпенсаційні датчики, наклеєні на окрему сталеву пластинку, перебували за тих же температурних умов, що й робочі датчики. Величина й напрямок зусиль у спарених гідроциліндрах визначалися за допомогою двох датчиків тиску ТДД-100, установлених у штуцерах 7 одного із циліндрів з метою реєстрації тиску в штоковій і поршневій порожнинах (рис. 1). Для вимірювання дотичної P_K , нормальної P_n і бокової P_6 складових сили опору ґрунту різанню, датчики монтувалися на стояку зуба за апробованою схемою [2]. Щоб уникнути пошкодження цих датчиків, вони були наклеєні у виїмках на стояку і закривалися спеціальним захисним кожухом.

Програма і методика експериментальних досліджень включали визначення статичного й динамічного напруженого стану ланок розпушувача під дією на його зуб робочих і максимально можливих навантажень. Для цього були заплановані статичні й динамічні випробування. Вивчення статичного напруженого стану механізму розпушувача проводилось повільним навантаженням зуба зосередженою осью горизонтальною силою на рівні поверхні ґрунту за допомогою троса та динамометра і виконувалось з метою з'ясування загального характеру розподілу напружень у ланках.

Динамічний напружений стан навіски вивчався безпосередньо під час розпушування розбірно-скельового ґрунту й виконувався з метою визначення величини робочих та інерційних навантажень. Значення максимально можливого навантаження на розпушувач визначалося, коли зуб наштовхується на непереборну перешкоду (валун, тощо) безпосередньо в момент удару.

Через велику кількість записуваних параметрів сигнали від окремих груп тензодатчиків записувалися завжди одночасно із сигналами датчиків дотичної складової сили різання P_K (рис. 3), осцилограма якої бу-

ла контрольною під час камеральної обробки результатів досліджень. Зіставляючи за її допомогою осцилограми напруженого стану окремих ланок, виявилось можливим одержати єдину картину напруженого стану всієї навіски при фіксованих навантаженнях на зубі розпушувача.

Динамічні випробування здійснені під час розробки розбірно-скельового ґрунту. Глибина різання становила орієнтовно 0,2...0,25 м, а довжина прорізів – близько 20 м.

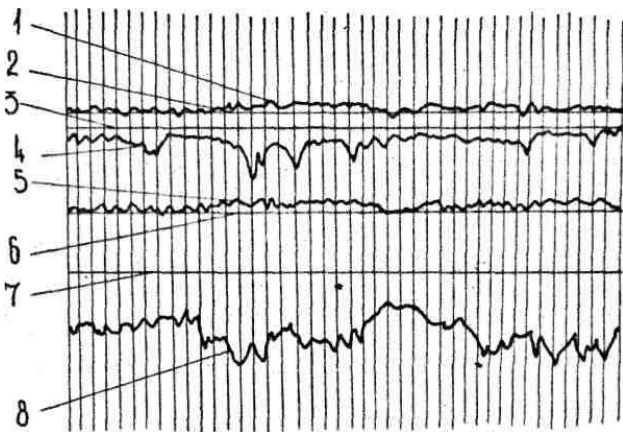


Рис.3. Приклад осцилограми динамічних випробувань розпушувача: 1, 4, 5, 8 – сигнали відповідно датчиків 8, 7, 6, розмішених на верхній грані нижньої тяги, і дотичної складової сили різання P_K ; 2, 3, 6, 7 – відповідно їхні нульові лінії

Fig. 3. Example of dynamic waveform you-trials baking powder: 1, 4, 5, 8 – sensor signals respectively 8, 7, 6, placed on the top of the lower thrust and tangential component of cutting force P_K , 2, 3, 6, 7 – by their zero line

Розшифровка осцилограм записаних параметрів у різних серіях дослідів показала, що напружений стан ланок розпушувача варто розглядати при максимальному, реально можливому навантаженні P_K , рівному для статичних і динамічних випробувань 150 кН, а для випробувань навіски на удар – 200 кН. Тому, обробка даних, отриманих з датчиків напружень за різних значень зовнішніх навантажень, виконувалася за допомогою теорії кореляції. Спочатку для кожного дослідів визначалися, у певних інтервалах, значення дотичної складової сили різання P_{Ki} і відповідні їм значення σ_i . Потім будувалися графіки регресій цих величин. З огляду на отримувані, як правило,

прямолинійні графіки регресій, методами математичної статистики проводилася лінійна кореляція цих значень і для кожного датчика знаходилися рівняння залежностей напружень σ_i від сили P_{Ki} виду $\sigma_i = k_i P_{Ki} \pm b$.

У подальшому, за допомогою методів опору матеріалів, зокрема круга Мора, визначались дійсні (σ'_i і τ'_i) та головні (σ_1^r і σ_2^r) напруження у місцях наклейки тензорозеток, кути α_i повороту векторів головних напружень відносно системи координат і робились висновки щодо напруженого стану ланок [6]. Як приклад, для наочного уявлення про характер навантаження робочої балки розпушувача, у місцях наклейки тензорозеток зображені головні площадки виділених елементів і вектори найбільш значних головних напружень (рис. 4).

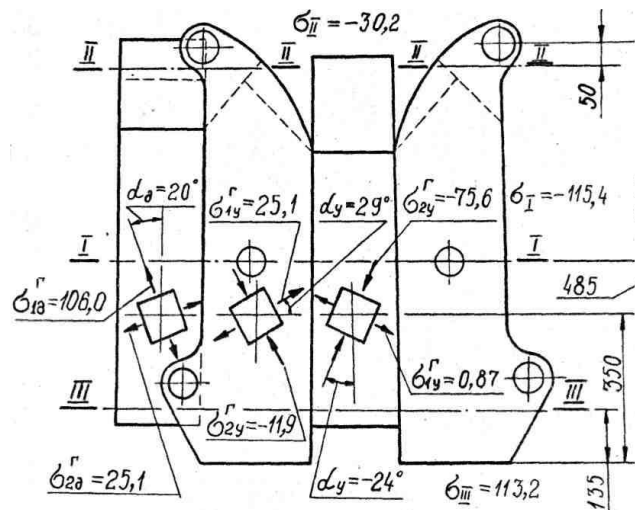


Рис.4. Розгортка робочої балки із зображеними розрахунковими перерізами I-I, II-II, III-III, максимальними розрахунковими σ_i і головними σ_i^r напруженнями (МПа)

Fig. 4. Scan the working beam of the images design section I-I, II-II, III-III, calculated maximum σ_i and the principal σ_i^r stresses (MPa)

Систематизація результатів експериментальних досліджень напруженого стану базових ланок серійного розпушувача ДП-26С і зіставлення їх з даними міцнісних розрахунків, виконаних в ЗАО «ЧСДМ», дозволили сформулювати найсуттєвіші по-

ложення динаміки типового гусеничного розпушувача:

– встановлено, що найбільш навантаженими ланками під час статичних і динамічних випробувань є робоча балка, верхня тяга і силові циліндри, середньомаксимальний реактивний тиск в яких на 15...30% перевищував номінальний тиск у гідросистемі агрегата;

– ланки розпушувача мають складнонапружений стан. Наприклад, головні площадки, зображені на передній, задній і бічній стінках робочої балки, мають абсолютно довільну орієнтацію у тривимірній системі координат (рис. 4). Це свідчить про те, що перераховані грані у конструкції працюють роз'єднано, причому значення головних напружень відрізняються не тільки величиною, але й знаком. Навіть менш складні за конфігурацією ланки, наприклад, нижня тяга, яка сприймає, згідно з визначеними, у всіх розрахункових положеннях розтягувальні зусилля, за результатами дослідів має розтягнуту бічну грань, але стиснуту уздовж вісі, а при статичних і ударних навантаженнях – й упоперек вісі, верхню грань. Таким чином, розрахунок розпушувачів за стержневими розрахунковими схемами не виявляє дійсну картину навантаження ланок;

– вивчення характеру розподілу напружень у ланках розпушувача при статичному навантаженні дозволило виявити якісний аспект роботи конструкції під час дії горизонтальної зосередженої сили, прикладеної до наконечника на рівні опорної поверхні строго по вісі бульдозеро-розпушувального агрегату. Так, опорна рама у своїй центральній частині практично ненавантажена і всі зусилля сприймаються пальцями її кріплення до механізму навіски трактора.

Нижня тяга сприймає розтягувальні зусилля бічними стінками, а верхня пластина тяги зазнає стискальні зусилля, причому напруження стиску уздовж осі орієнтовно наполовину менші напружень у поперечному напрямку. Ймовірно вигнуті бічні пояси, зазнаючи деформації розтягу, намагаються вирівнятися і водночас стискають приварені зверху й знизу пластини у поперечному напрямку.

Верхня тяга, яка має невеликі, порівняно з довжиною, поперечні розміри, всіма своїми стінками рівномірно сприймає стискальні зусилля, причому співвідношення напружень, які діють уздовж бічної і верхньої граней, зберігаються практично незмінними за всіх видів зовнішнього навантаження.

Робоча балка складної коробчастої форми в найбільш напруженій нижній частині має розтягнуті передню й бічні стінки, але стиснуту задню стінку (рис. 4). Це пояснюється впливом на балку нижньої і верхньої тяг, гідроциліндрів і зуба, які в цілому розтягують балку в поздовжній вертикальній площині, але стискають задню стінку в нижній зоні внаслідок упору в неї, як в обмежувач, стійки зуба;

– випробування розпушувача в динамічному режимі (розробка розбірно-скельового ґрунту) не внесли суттєвих змін в картину розподілу напружень у ланках. З'явилися незначні розтягувальні напруження в опорній рамі, на боковій стінці робочої балки замість розтягувальних напружень з'явилися незначні стискальні напруження (рис. 2) тощо. Всі ці відмінності можна пояснити появленням бокової та нормальної складових повної сили опору розпушуванню, а також зміною взаємного розміщення ланок навіски внаслідок заглиблення зуба в ґрунт;

– в дослідах з випробування розпушувача на удар вирости, головним чином, напруження в ланках, які безпосередньо сприймають поздовжні навантаження, а саме: у нижній і верхній тягах, опорній рамі та робочій балці (рис. 2). В такому разі, значення максимальних напружень в 1,5...2 рази вищі, ніж при статичних і динамічних випробуваннях навіски. Це підтверджує значення коефіцієнта динамічності $K_d=2$, який зазвичай враховується в міцнісних розрахунках робочого обладнання машин для земляних робіт;

– напруження в ланках, зафіксовані при випробуваннях розпушувача, розподілені нерівномірно по їхніх перерізах. Досліди показали, що зусилля, які діють на кожну з ланок балкової конструкції, фактично сприймаються лише окремими елементами

цих ланок, наприклад, однією чи двома стінками із чотирьох. За таких умов роботи ланок, напруження, що виникають у їхніх перерізах, значно нижчі допустимих для низьколегованої сталі 15ХСНД, з якої виготовляють зварні ланки розпушувачів і для якої приймають $\sigma_T=350$ МПа, $[\sigma_p]=[\sigma_c]\approx 220$ МПа. Коефіцієнти запасу міцності для окремих елементів ланок у перевірених перерізах знаходяться в межах: для нижньої тяги $n_T=6,5\dots 7$; для верхньої тяги $n_T=6\dots 9$; для робочої балки $n_T=3,3\dots 4,6$. Можна припустити, що подібне явище буде і в інших перерізах. Таким чином, є всі підстави для зниження матеріалоемності як досліджуваного, так і подібних до нього інших типових розпушувачів за рахунок раціонально спроектованих рівномісних ланок, які працюватимуть в умовах одноосьових навантажень і сприйматимуть, переважно, напруження розтягу-стиску. Підтвердженням такого висновку можуть слугувати нижня і верхня тяги розпушувача ДП-26С, які під навантаженням сприймали практично однакові напруження відповідно на розтяг і стиск, але мають відповідно маси 230 і 90 кг.

З урахуванням наведеного працівниками КНУБА і ЗАО «ЧСДМ» запропонована принципово нова рівномісна конструкція розпушувача, ланки якого можуть бути виконані із фасонного прокату, наприклад, товстостінних труб, у вигляді шарнірно з'єднаних стержнів, які мають переважно одноосьові напруження (рис. 5). Конструкція розпушувача захищена авторським свідоцтвом [7], в якій реалізовано ряд принципово важливих рішень:

1. За основу механізму навіски прийнято паралелограмний шарнірний чотириланковий контур O_1O_2BA (рис. 5), верхня 3 і нижня 5 тяги якого виконані у вигляді спарених стрижнів із товстостінних гарячекатаних труб, а вертикальна тяга 6 – зі швелера. Наприклад, гарячекатані, або холоднодеформовані труби з низьколегованої сталі 10Г2 мають достатньо високу міцність (відповідно $\sigma_B=480$ (430) МПа, $\sigma_T=270$ (250) МПа, добру зварюваність і є надійним матеріалом для базових ланок будівельних машин, який дозволяє значно знизити масу

конструкції і вартість її виготовлення [3]. З ціллю забезпечення мінімальних реакцій у ланках, їхні розміри і координати точок прив'язки до базового трактора, визначені за методикою, захищеною авторським свідоцтвом [8].

2. Спарені гідроциліндри 4 опускання-підймання робочого органа розміщені по діагоналі O_1B навіски (рис. 5) – за цим реакції, що виникають в них будуть на 30...40% менші, ніж у положенні по діагоналі O_2A , як практикується у типових розпушувачах з регульованим кутом різання.

3. Абсолютно прямий зуб 7 розпушувача, зафіксований в робочій балці 9, за будь-яких значень кута δ різання розташований під гострим кутом α до траєкторії руху тягача. Цим створюються умови руйнування високомісних ґрунтів тільки з деформаціями розтягу, а отже й з мінімальною питомою енергоємністю [2, 4]. Стояк зуба і робоча балка можуть бути також виготовлені з товстостінних труб. Для варіювання кута різання в конструкції розпушувача передбачений гідроциліндр 10.

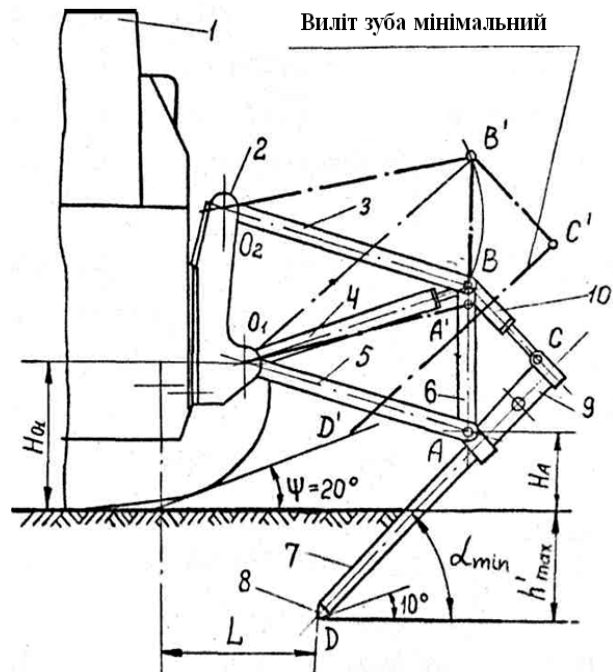


Рис.5. Розпушувач стрижневої конструкції

Fig. 5. Ripper rod construction

З ціллю максимального збільшення терміну ефективної роботи наконечника 8 (рис. 5), його доцільно виконати конічним з можливістю обертання у зносостійкому

підшипнику ковзання, наприклад, металофторопластовому. Конічні наконечники якнайкраще зарекомендували себе під час порівняльних випробувань на розпушувачі Д-576 Б (базовий трактор Т-180) [9], а можливість вільного обертання навколо осі, під дією складових сили опору розпушуванню, повинна сприяти їхньому рівномірному зношуванню і самозагострюванню. Перевагою конічних наконечників є й те, що їх можна виготовляти як виливанням зі зносостійких сталей, наприклад, 110Г13Л, так і точінням з високоміцного легованого прокату з наступною термообробкою, а також відновлювати після абразивного зношення зносостійким наплавленням на наплавочних верстатах. Для підвищення розпушувальної здатності таких наконечників їх можна фрезерувати по твірній поверхні, виконуючи гребені, виїмки тощо. З урахуванням цього, при рекомендованому куті загострення профілю $40...45^\circ$ [10] і задньому куті $\delta_1 \approx 10^\circ$ [4], мінімальні значення кута різання будуть знаходитись в межах $\delta_{\min} \approx 30...50^\circ$ залежно від отриманої форми наконечника.

5. Діапазон варіювання кута α нахилу зуба визначається конструкцією наконечника та екстремальними значеннями його кута різання δ . Крайні положення зуба дозволяють визначити мінімальну $l_{BC\min}$ і максимальну $l_{BC\max}$ довжини гідроциліндра 10 , призначеного для регулювання кута різання (рис. 5). Мінімум можливих значень реакцій в цьому циліндрі можна досягнути за рахунок збільшення довжини робочої балки 9 (ланки АС) до конструктивно прийняттого розміру.

6. З метою забезпечення поперечної жорсткості механізму розпушувача, його довгомірні ланки 3 і 5 виконані спареними і в плані утворюють трапецієподібні контури із ширшою основою біля задньої стінки трактора.

ВИСНОВКИ

1. Зварні ланки балкової (коробчастої) конструкції розпушувача ДП-26С є типовими для всієї серії розпушувачів і під дією зовнішніх навантажень перебувають у

складнонапруженому стані. Дійсні і головні напруження, зафіксовані в окремих елементах (стінках) перевірених перерізів ланок, відрізнялись за величиною, знаком та орієнтацією у тривимірній системі координат і були значно нижчі за допустимих напружень для матеріалу ланок. Коефіцієнти запасу міцності для окремих елементів базових ланок знаходяться в межах $3,3...9$. Деякі рівнонавантажені ланки, наприклад, нижня і верхня тяги, відрізняються за масою в $2,6$ рази. Таким чином, є всі підстави для мінімізації матеріалоемності як розпушувачів, так і інших типових землерийних машин за рахунок раціонально спроектованих механізмів їхніх навісок з рівномірними ланками, які під навантаженням сприйматимуть одноосьові напруження розтяг-стиску.

2. За прогнозованими оцінками в результаті дослідження синтезована стрижнева конструкція розпушувача відрізнятиметься від дослідної типової навіски поліпшенням ряду техніко-економічних показників, а саме:

- пониженням орієнтовно на 25% матеріалоемності та зменшенням вартості за рахунок виготовлення базових ланок із фасонного прокату або труб і суттєвого спрощення технології виробництва;

- підвищенням продуктивності за рахунок раціональної форми зуба та ефекту самозагострювання обертового конусоподібного наконечника;

- підвищенням надійності і працездатності за рахунок уникнення складно напруженого стану металоконструкцій, мінімізації одноосьових реакцій в ланках та удосконалення технології виготовлення нових і відновлення зношених наконечників.

ЛІТЕРАТУРА

1. **Блохін В.С.** Основні параметри технологічних машин. Машини для земляних робіт: У 2 ч.: Навч. посіб. / В.С. Блохін, М.Г. Маліч – К. : Вища школа, 2006. – Ч. 1 – 407 с.
2. **Бульдозери** и рыхлители / Захарчук Б.З., Тёлушкин В.Д., Шлойдо Г.А., Яркін А.А. – М. : Машиностроение, 1987. – 240 с.

3. **Надёжность** строительных машин / Гриневич Г.П., Каменская Е.А., Алферов А.К. и др. – 2-е изд. перераб. и доп. – М. : Стройиздат, 1983. – 296 с.
4. **Ветров Ю. О.** Машины для земляных работ. Приклады розрахунку: [навч. посіб.] / Ю.О. Ветров, В.В. Власов. – К. : Ін-т сист. дослідж. освіти, 1995. – 304 с.
5. **Пелевін Л.Є.** Аналіз сил, що діють на навіску розпушника / Л.Є. Пелевін, В.П. Рашківський, Б.М. Мельниченко // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2011. – № 78, – С. 75–79.
6. **Сопrotивление** материалов / [Писаренко Г.С., Агаров В.А., Квитка А.Л. и др.], под ред. Г.С. Писаренко. – К.: Вища школа, 1986. – 775 с.
7. **А. с. 1460141** СССР, МКИ³ Е 02 F 5/32. Рыхлитель / В.А. Крупко, А.А. Кисленко, В.Т. Бажан и др. (СССР). – заявл. 19.05.86; опубл. 23.02.89. Бюл. № 7.
8. **А. с. 998679** СССР, МКИ³ Е 02 F 5/30. Рыхлитель / В.А. Крупко, В.С. Танин-Шахов, В.Т. Бажан и др. (СССР). – заявл. 20.07.81; опубл. 23.02.83. Бюл. № 7.
9. **Рассказова И.Д.** Рыхлитель Д-576 Б / И.Д. Рассказова // Строительные и дорожные машины. – 1966. – № 9. – С. 25–26.
10. **Ровинский М.И.** Исследование процесса послойного разрушения мёрзлого грунта / М.И. Ровинский, В.Д. Тёлушкин // Труды ВНИИСтройдормаша. – 1967. – № 37. – С. 16–29.
3. **Grinevich G.P., Kamenskaja E.A., Alferov A.K., 1983.** Nadjozhnost' stroitel'nyh mashin [The reliability of construction machinery]. Moscva, 296.
4. **Vetrov Ju.O., Vlasov V.V., 1995.** Mashini dlja zemljanih robot. Prikladi rozrahunku [Machines for excavation. Examples of calculation]. Kyiv, 304.
5. **Pelevin L.C., Rashkivs'kij V.P., Mel'nichenko B.M., 2011.** Analiz sil, shho dijut' na navisku rozpushnika [Analysis of forces acting on a batch rippers]. Girnychi, budivel'ni, dorozhni ta melioratyvni mashyny [Mining, constructional, road and melioration machines], no. 78. 75-79.
6. **Pisarenko G.S., Agarov V.A., Kvitka A.L., 1986.** Soprotivlenie materialov [Resistance of materials]. Kyiv, 775.
7. **Krupko V.A., Kislenco A.A., Bazhan V.T., 1989.** Ryhlitel' [Rippers]. Avtorskoe svidetel'stvo na izobretenie [Inventor's certificate], no. 1460141.
8. **Krupko V.A., Tanin-Shahov V.S., Bazhan V.T., 1983.** Ryhlitel' [Rippers]. Avtorskoe svidetel'stvo na izobretenie [Inventor's certificate], no. 998679.
9. **Rasskazova I.D., 1966.** Ryhlitel' D-576 B [Ripper D-576 B]. Stroitel'nye i dorozhnye mashyny [Constructional and road machines], no. 9. 25-26.
10. **Rovinskij M.I., 1967.** Issledovanie processa poslojnogo razrushenija mjozlogo grunta [Investigation of the process of destruction of the frozen soil layer by layer]. Trudy VNIISTrojdomasha [Proceedings of the institute for building and road machines], no. 37. 16-29.

REFERENCES

1. **Blohin V.S., Malich M.G., 2006.** Osnovni parametri tehnologichnih mashin. Mashini dlja zemljanih robot [Basic technological machines. Machinery for earthwork]. Kyiv, 407.
2. **Zaharchuk B.Z., Tjolushkin V.D., Shlojdo G.A., Jarkin A.A., 1987.** Bul'dozery i ryhliteli [Bulldozers and rippers]. Moscow, 240.