

Л.Є. Пелевін, к.т.н., проф.;
В.П. Рашківський, к.т.н., доцент;
Б.М. Мельниченко, аспірант (КНУБА, Київ)

АНАЛІЗ СИЛ, ЩО ДІЮТЬ НА НАВІСКУ РОЗПУШНИКА

АННОТАЦІЯ. Проведено розрахунок паралелограмної навіски розпушника при заглибленні та виглибленні зуба розпушника із ґрунту. Розраховані навантаження, що діють на навіску розпушника та в залежності від яких були побудовані епюри навантажень.

Ключові слова: землерийна машина, розпушувальне обладнання, навіска робочого органа, розрахункова схема, зусилля в ланках механізму, зуб розпушника.

АННОТАЦИЯ. Проведен расчет паралелограмной навески рыхлителя при заглаблении и выглаблении зуба рыхлителя из грунта. Рассчитаны усилия, которые действуют на навеску рыхлителя и в зависимости от которых были построены эпюры усилий.

Ключевые слова: землеройная машина, рыхлительное оборудование, навеска рабочего органа, расчетная схема, усилия в элементах механизма, зуб рыхлителя.

SUMMARY. This article describes the calculation of parallelogram ripper hinge during burring and lifting of the rippers tooth from the ground. Efforts that influence on the ripper hinge, and depending on which diagrams of the efforts were built are calculated.

Key words: digging machine, ripping equipment, the hinge of the working body, calculation scheme, efforts in the elements of the mechanism, the ripper tooth.

Вступ

Сучасні швидкі темпи будівництва, яке ведеться незалежно від пори року та фізико-механічних властивостей ґрунтів, на яких буде проводитись будівництво вимагають додаткового розпушення мерзлих ґрунтів та ґрунтів з твердими включеннями, а також зростання обсягу будівельно-ремонтних робіт та вимог до якості їх виконання зумовлює необхідність появи нової техніки. До будівельних машин висувається ряд як професійно-конструктивних, так і ергономічних вимог: економічність, багатофункціональність, мобільність, безпечність, зручність та ін. Так як землерийні машини мають досить високу вартість та велику вагу одним з пріоритетних напрямів їх удосконалення є зменшення металоємності найбільш навантажених ланок машин, які визначаються дослідним шляхом.

Метою статті є розробка математичної моделі паралелограмної навіски розпушника з визначенням напружень, що виникають в окремих ланках навіски, з метою визначення найбільш та найменш навантажених ланок і можливість регулювання наванта-

жень при перехідних процесах: при заглибленні та виглибленні зуба розпушника.

Виклад основного матеріалу

Розрахунок розпушувального обладнання на міцність є необхідною складовою процесу проектування. Він включає складання розрахункової схеми обладнання з урахуванням реалізації заданих параметрів; визначення зовнішніх навантажень, які діють на робочий орган при розпушенні; розрахункових положень, які відповідають роботі розпушника.

Розпушник є складною просторовою багатоелементною конструкцією з розрахунковими елементами: складальними одиницями різних типів, конфігурацію та формою поперечного перерізу яких вибирають з врахуванням їхнього функціонального призначення; характеру експлуатації; достатньої міцності і т.д.

На сьогодні [1] геометричний та силовий аналізи розпушувального обладнання для основних розрахункових положень виконують графічним методом, який дає можливість отримати задовільну точність, але є

дуже працемістким процесом, а при вирішенні цієї задачі аналітичним методом з'являються технічні труднощі, зв'язані з рішенням нелінійних алгебраїчних або тригонометричних рівнянь, які описують геометрію механізму.

При створенні нових конструктивних рішень, які зв'язані зі збільшенням ступеня вільності механізму навіски розпушника, збільшується трудомісткість кінематичного та силового аналізу. Так, для розпушника зі змінним кутом розпушення додатково до існуючих розрахункових положень механізму необхідно враховувати розрахункове положення з мінімальним, номінальним та максимальним кутами розпушення. Водночас при розрахунку розпушників із змінним кутом розпушення значно збільшується кількість розрахункових положень.

Для отримання найбільш точних даних про напруження, які виникають в елементах навісного обладнання під дією зовнішніх навантажень, використовують розрахункові схеми за методом кінцевих елементів, що дають можливість отримати описання будь-якої просторової стрижневої конструкції у вигляді системи лінійних алгебраїчних рівнянь [1].

При розрахунку навісного обладнання розпушників вибирають розрахункову схему; розраховують положення розпушувального обладнання із заданим кроком зміни довжини керуючих гідроциліндрів; проводять статичний розрахунок навісного обладнання, яке включає визначення зусиль в ланках всіх розрахункових положеннях; визначають жорсткість навісного обладнання в напрямку дії сили.

Вибір розрахункової схеми складається із представлення розпушувального обладнання у вигляді плоского механізму, що складається з m ланок, які з'єднані між собою n шарнірами, які включають опорні шарніри кріплення до тягового трактора (рис. 1). Трактор в число ланок не входить. При фіксованих довжинах гідроциліндрів механізм навісного обладнання нерухомий

відносно трактора, тобто число його степенів вільності дорівнює нулю, звідки $3m=2n$.

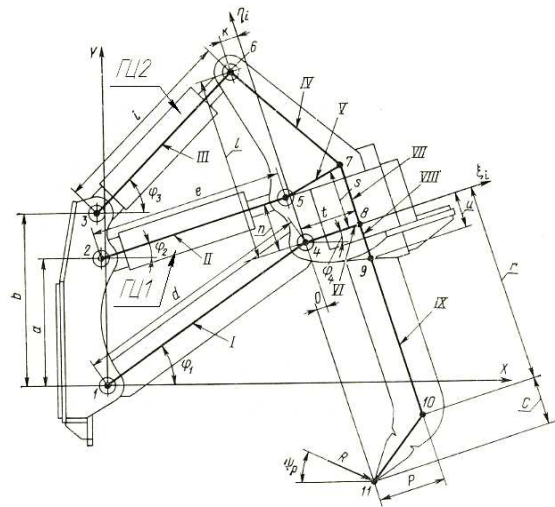


Рис. 1. - Розрахункова схема навіски розпушника

I-IX – ланки навіски, серед яких ланки II та III є гідроциліндрами, I-11 – вузли на ланках (шарнірні та жорсткі), a, u – координати вузлів; $\varphi_1 - \varphi_4$ – початкові кути

Порядок підготовки розрахункової схеми:

- нумерують ланки від однієї до m , потім нумерують шарнірні та жорсткі вузли, які розбивають ланки на прямокутні стрижні;
- вибирають спільну праву систему координат XOY та задають координати опорних шарнірів в цій системі; вводять праву локальну систему координат $\xi_i\eta_i$ для кожного стрижня так, щоб вісь ξ_i співпадала з повздовжньою віссю стрижня в напрямку від меншого вузла до більшого;
- задають розміри ланок – робочої балки із зубом в системі координат $\xi_i\eta_i$ площі та момент інерції поперечних перерізів ланок; максимальну та мінімальну довжини і кількість кроків, на яке розбивають інтервал довжин кожного гідроциліндра;
- орієнтують локальні системи відносно осей XOY кутами від осі X проти годинникової стрілки до осі ξ_i в початковому положенні схеми обладнання, яке відповідає мінімальним довжинам гідроциліндрів;

- задають зовнішнє навантаження R , яке прикладене до кінця зуба під кутом α .

При розрахунку на міцність за осно-ву приймають положення машини, за яких виникають найбільші навантаження.

Перше розрахункове положення – по відомому зусиллю ваги трактора G_T та розпушувального обладнання G_P визначають максимально можливе зусилля заглиблення зуба P_3 із умови підняття машини відносно точки A (рис. 2).

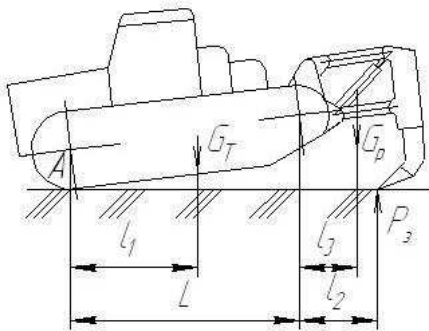


Рис. 2 Схема для визначення сили заглиблення P_3 зуба розпушника
Рівняння моментів відносно точки A :

$$P_3 = [G_T l_1 + G_P (L + l_3)] / (L + l_2),$$

де L – довжина опорної поверхні гусениць або відстань між вісями колісного тягача; l_1, l_2, l_3 – плечі сил G_T, G_P, P_3 відносно точки A .

За силою P_3 можна визначити для розпушення ґрунтів з різними фізико-механічними властивостями ті геометричні розміри зуба, за яких цієї сили буде достатньо для його заглиблення. Умови заглиблення зуба в ґрунт відповідають [2]:

$$P_3 > Fk^l \sigma_0,$$

де k^l - коефіцієнт напруження; F - максимальна площа перерізу тієї частини зуба, яка заглиблюється в ґрунт; σ_0 - руйнуюче навантаження.

Друге розрахункове положення – визначення умов виглиблення зуба при максимальному його заглибленні. В такому випадку силу P_B визначають із умови перекидання розпушника відносно точки B . Із рівняння рівноваги моментів відносно точки B (рис. 3), отримаємо:

$$P_B = [G_T (l_4 - l_5) - G_P (l_3 + l_5)] / (l_6 + l_5),$$

де l_4, l_6 - плечі сил G_T та P_B відносно ребра перекидання; l_5 - відстань від точки перекидання B до задньої осі колісного тягача.

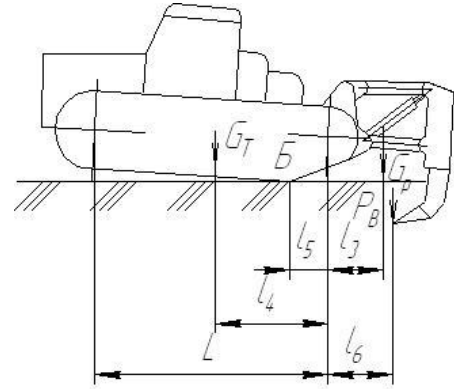


Рис. 3 Схема для визначення сили Виглиблення P_B зуба розпушника

Для розрахунку навіски на міцність до тих сил необхідно додати силу тяги $T_{сш}$. Часто розпушники працюють зі штовхачем, в такому разі загальна сила тяги дорівнює сумі сил тяги самого розпушника та 0,8 сили тяги штовхача.

Схема - чотириточкової паралелограмної навіски розпушника та діючих на неї сил для першого розрахункового положення подана на рис.4:

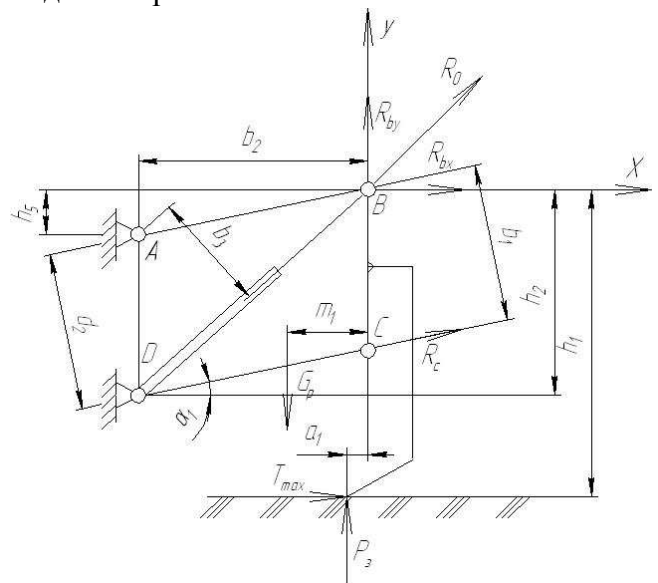


Рис. 4 Схема сил, які діють на паралелограмну навіску на початку заглиблення

Визначимо зусилля, які діють в елементах такої навіски. Зусилля P_C , яке спрямо-

ване вздовж елемента DC, визначають із суми моментів відносно точки B:

$$R_c b_1 + T_{\max} h_1 - P_3 a_1 + G_p m_1 = 0$$

звідки:

$$R_c = P_3 \frac{a_1}{b_1} - T_{\max} \frac{h_1}{b_1} - G_p \frac{m_1}{b_1},$$

$$T_{\max} = T_H K_T K_D,$$

де T_H - номінальне тягове зусилля трактора; K_T - коефіцієнт використання тягового зусилля; K_D - коефіцієнт динамічності [4].

Горизонтальне складове зусилля R_{bx} , яке діє в елементі AB, визначаємо, склавши суму проекцій на вісь X:

$$R_{bx} = R_c \cdot \cos \alpha_1 - T_{\max}.$$

Вертикальну складову R_{by} визначаємо із суми проекцій всіх сил на вісь Y:

$$R_{by} = R_c \cdot \sin \alpha_1 - G_p + P_3.$$

Зусилля в гідроциліндрі (елемент DB) визначаємо із рівняння моментів сил, які діють у вузлі B відносно точки A [2]:

$$R_0 = \frac{(R_{by} b_2 - R_{bx} h_3)}{b_3}.$$

Згідно другому розрахунковому положенні (рис.5) зусилля в елементах навіски визначаємо аналогічно попередньому:

$$R_c = P_b \frac{a_2}{b_4} + T_{\max} \frac{h_4}{b_4} + G_p \frac{m_1}{b_4};$$

$$R_{bx} = R_c \cdot \cos \alpha_2 - T_{\max};$$

$$R_{by} = R_c \cdot \sin \alpha_2 - G_p - P_b;$$

$$R_0 = \frac{(R_{by} l_1 + R_{bx} h_6)}{b_3}.$$

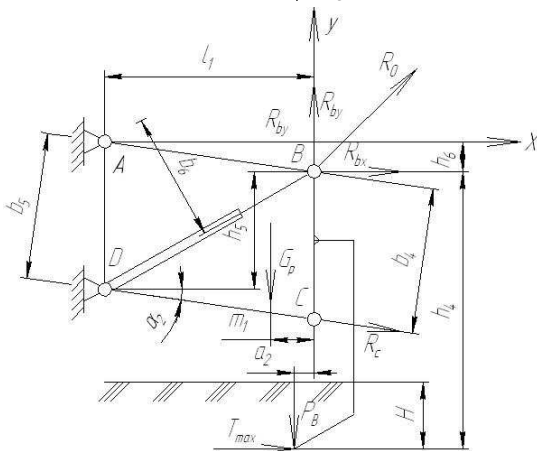
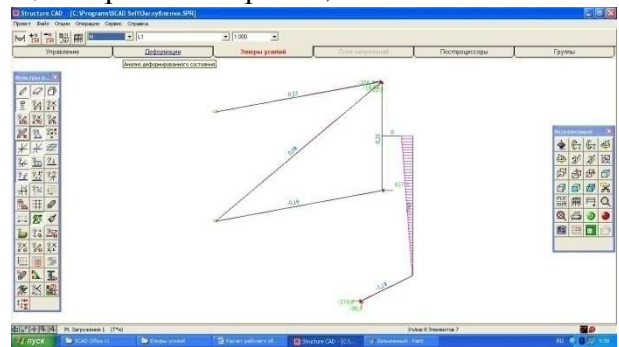


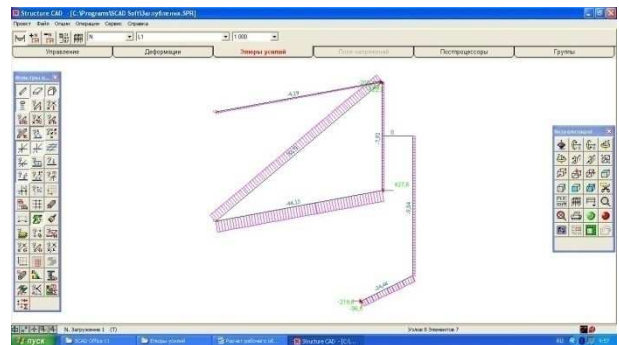
Рис. 5 Схема сил, які діють на паралелограмну навіску на початку виглиблення

Для визначення зусиль при розрахунку конструкції враховуються сили, що діють на зуб в процесі руху розпушника: дотична складова загальної сили розпушника, нормальна складова, яку приймають рівною P_3 , та сила тертя $P_{тр}$.

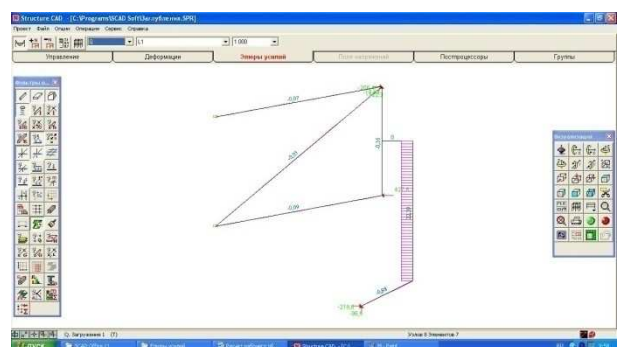
Після побудови математичної моделі з прикладеними до неї навантаженнями на елементи навіски, за допомогою ЕОМ були визначенні схеми напружень ланок навіски, що зображені на рис. 6, 7:



а) від згинального моменту

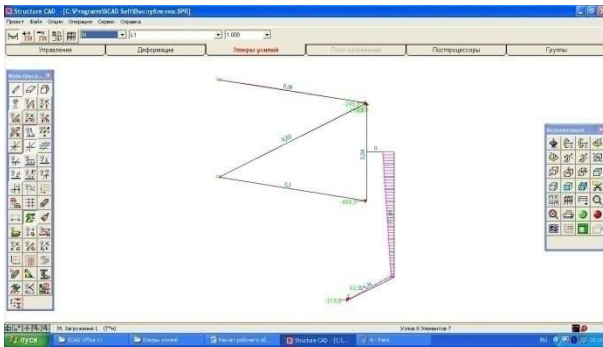


б) від стискаючої поперечної сили;

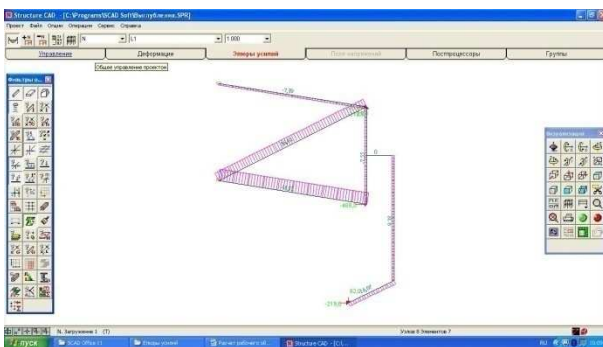


в) від перерізаючої сили;

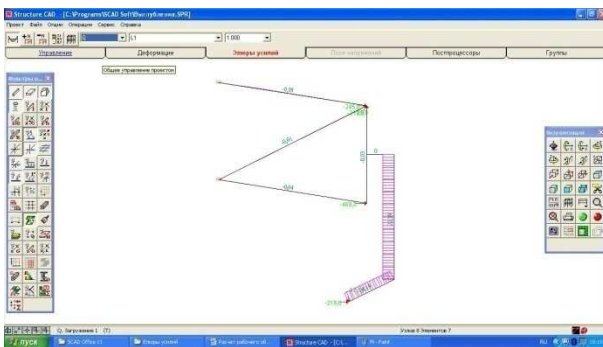
Рис. 6. Схеми напружень на елементи навіски розпушника при зануренні в ґрунт



а) від згинального моменту



б) від стискаючої повздовжньої сили;



в) від перерізаючої сили;

Рис. 7. Схеми напружень на елементи навіски розпушника при винуренні із ґрунту

Як видно із схеми навантажень найбільші навантаження припадають на нижню ланку навіски DC , стоек розпушника та гідроциліндр DB керування зміни положення навіски.

Також, завдяки отриманій схемі навантаження видно, в яких ланках навіски можна мінімізувати матеріалоемність, змінивши геометрію перерізу деяких ланок навіски, та на які шарніри навіски можна зменшити навантаження завдяки імпульсним

подачам рідини в керуючий гідроциліндр DB , який є одним з найбільш навантажених. А саме: навантаження від стискаючої повздовжньої сили при зануренні $N = 32,71$ кН, а при винурюванні $N = 36,1$ кН, і щоб зменшити ці навантаження необхідно подавати рідину в гідроциліндр в імпульсному режимі.

Висновки:

Отримані схеми навантажень дають змогу зменшувати поперечний переріз ланок з найменшим навантаженням і таким чином зменшувати їх матеріалоемність.

Також завдяки отриманим схемам навантажень можна розробити систему дискретного керування гідроциліндром, що також дає змогу зменшити реакції в шарнірах навіски та зменшити навантаження на найбільш напруженні ланки навіски розпушника.

Література:

1. Б.З. Захарчук, В.Д. Телушкин, Г.А. Шлойдо, А.А. Яркін. Бульдозери и рыхлители. – М.: Машиностроение, 1987. – 240с.
2. Н.Г. Домбровский, М.И. Гальперин. Строительные машины. – М.: Высш. шк., 1985. – 224с.
3. Ю.А. Ветров, В.Л. Баладинский. Машины для специальных земляных работ: Учеб. пособие для вузов. – Киев: Вища школа. Головное узд-во, 1980. – 192с.
4. Н.Н. Абрамов. Курсовое и дипломное проектирование по дорожно-строительным машинам. М., «Высшая школа», 1972. – 120с.

Рецензент: А.В. Фомін, к.т.н., проф. (КНУБА, Київ)

Отримано: 05.12. 2011 р.