

В. Д. МУСІЙКО, к. т. н., А. Б. КОВАЛЬ, к. т. н.

Національний транспортний університет

ВИЗНАЧЕННЯ СИЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ БАЗОВОГО ШАСІ УНІВЕРСАЛЬНОЇ ЗЕМЛЕРИЙНОЇ МАШИНИ З ВІЯЛЬНО-ПОСТУПАЛЬНОЮ ПОДАЧЕЮ ЇЇ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ НА ЗАБІЙ

Актуальність проблеми. Земляні роботи пов'язані з будівництвом об'єктів цивільного, промислового, гідротехнічного та транспортного призначення виконуються виключно механізованим способом, переважно з використанням екскаваторів циклічної та безперервної дії. Вузько спеціалізоване призначення екскаваторів безперервної дії стримує їх використання для виконання різнопланових земляних робіт, не дивлячись на те, що собівартість виконання ними робіт суттєво (майже вдвічі) нижча, ніж однокішшовими екскаваторами. З урахуванням сказаного, розширення технологічного призначення високоефективних землерийних машин безперервної дії шляхом універсалізації їх робочого обладнання слід вважати актуальним. Розширення сфер використання землерийних машин безперервної дії, дозволить збільшити масовість їх виробництва, що для галузі дорожнього машинобудування України вкрай важливо. На сьогоднішній день актуальною є проблема створення універсальних землерийних машин безперервної дії на основі системного підходу з використанням останніх досягнень науки у створенні високоефективної землерийної техніки. Одним з таких шляхів є використання нестандартних схем компоновки робочого обладнання машин на базових тягачах – наприклад, схеми, що забезпечує віяльно-поступальну подачу робочого обладнання на забій під час розробки виїмок різної ширини в ґрунті. Одним з головних питань створення універсальних землерийних машин (УЗМ) в такому випадку є визначення силового навантаження базового шасі машини та шляхів зниження цих навантажень.

Аналіз результатів виконаних досліджень та публікацій. Створення високоефективних сучасних землерийних машин ап'орі передбачає визначення величин параметрів їх силового навантаження та шляхів їх мінімізації на етапі проектування машин. Величина параметрів силового навантаження універсальних землерийних машин, робочі процеси яких суттєво відрізняються від традиційних, не можуть бути визначені з використанням відомих методик. Коректність використання

відомих залежностей для визначення силового навантаження робочого обладнання, базових шасі та машин в цілому потребує своєї експериментальної перевірки та оцінки точності виконання необхідних розрахунків. Вирішення питань створення універсальних землерийних машин присвячено декілька робіт [1, 2, 3, 4]. В результаті їх виконання створено роторний екскаватор УЕР-301 та траншейно-котлованну землерийну машину ПЗМ-2 з ланцюгово-балочним робочим органом. Екскаватор УЕР-301 пройшов серію промислових випробувань і в зв'язку з невирішеністю питань кінематики переміщення робочого обладнання в забої та значної динаміки навантажень робочого обладнання не був рекомендований до серійного виробництва. Ці ж питання залишились в недостатній мірі вирішеними і для машини ПЗМ-2, хоча рівень досконалості технічних рішень закладених в конструкцію машини дозволив організувати її промислове виробництво.

Разом з тим, необхідність вирішення питання визначення силового навантаження універсальних землерийних машин до сьогоднішнього дня залишається актуальною.

Мета та завдання роботи. Обґрунтування розрахункових схем визначення силового навантаження гусеничного базового шасі УЗМ та пошук шляхів зниження величини навантажень.

Основна частина. Силоне навантаження базового тягача при копанні ґрунту в режимі віяльно-поступальної подачі робочого обладнання на забій визначається головним вектором і головним моментом сил, що прикладені до шарніра його кріплення на кормі тягача. Приведемо сили та моменти сил до центру опорної поверхні O' тягача (рис. 1).

Момент, що діє в горизонтальній площині, він же розвертаючий момент, визначається:

$$M_p = M_{xoy} + P_6 \cdot x_o. \quad (1)$$

Момент у вертикальній поздовжній площині $X'O'Z'$ визначається:

$$M_y = M_{xoz} + T \cdot z_o + P_6 \cdot x_o. \quad (2)$$

Момент в вертикальній площині корми $Y'O'Z'$:

$$M_x = M_{yoz} - P_6 \cdot z_o. \quad (3)$$

У наведених формулах M_{xoy} , M_{xoz} , M_{yoz} – складові головного вектора моментів сил, T , P_6 , P_8 – складові головного вектора сил, x_o , z_o – координати прикладання сил.

При розрахунку тиску на ґрунт двогусеничної машини з торсіонною підвіскою опорних котків і багатоточковою статично невизначеною системою опираючої опору

поверхню гусениць розглядаємо як перетин двох спільно працюючих брусів при позацентровому стисканні [5]. У цьому випадку, якщо всі точки перетину сприймають лише стискання, напруження стиснення у крайніх точках перетину дорівнює тиску у відповідних точках.

Напруження стискання у точці 2:

$$\sigma_{cm} = p_2 = \frac{Q}{F} + \frac{M_y}{W_y} + \frac{M_x}{W_x}, \quad (4)$$

де $Q = G + P_0$ – сумарне вертикальне навантаження;

$F = 2 \cdot b \cdot L$ – сумарна площа опорної поверхні гусениць;

$W_y = \frac{b \cdot L^2}{3}$ – момент опору опорної площини відносно вісі OY ;

$W_x = b \cdot L \cdot B_{uu}$ – момент опору опорної площини відносно вісі OX .

З огляду на те, що гусеничний ланцюг має можливість обертатися навколо своєї поздовжньої вісі, паралельної вісі OX , моменти інерції опорних площин окремих гусениць відносно їх поздовжніх вісей при визначенні W_x приймаємо рівними нулю.

Підставивши вказані значення величин у формулу (4), отримаємо:

$$p_2 = \frac{1}{b \cdot L} \left(\frac{Q}{2} + \frac{M_x}{B_{uu}} + \frac{3 \cdot M_y}{L} \right). \quad (5)$$

Аналогічно визначаємо:

$$p_1 = \frac{1}{b \cdot L} \left(\frac{Q}{2} + \frac{M_x}{B_{uu}} - \frac{3 \cdot M_y}{L} \right); \quad (6)$$

$$p_3 = \frac{1}{b \cdot L} \left(\frac{Q}{2} - \frac{M_x}{B_{uu}} - \frac{3 \cdot M_y}{L} \right); \quad (7)$$

$$p_4 = \frac{1}{b \cdot L} \left(\frac{Q}{2} - \frac{M_x}{B_{uu}} + \frac{3 \cdot M_y}{L} \right). \quad (8)$$

Розподілення тиску машини на ґрунт під лівою та правою гусеницями (p_l і p_n) у такому разі здійснюється за лінійним законом:

$$p_l = \frac{p_1 + p_2}{2} + \frac{p_2 - p_1}{L} \cdot x; \quad (9)$$

$$p_n = \frac{p_3 + p_4}{2} + \frac{p_4 - p_3}{L} \cdot x. \quad (10)$$

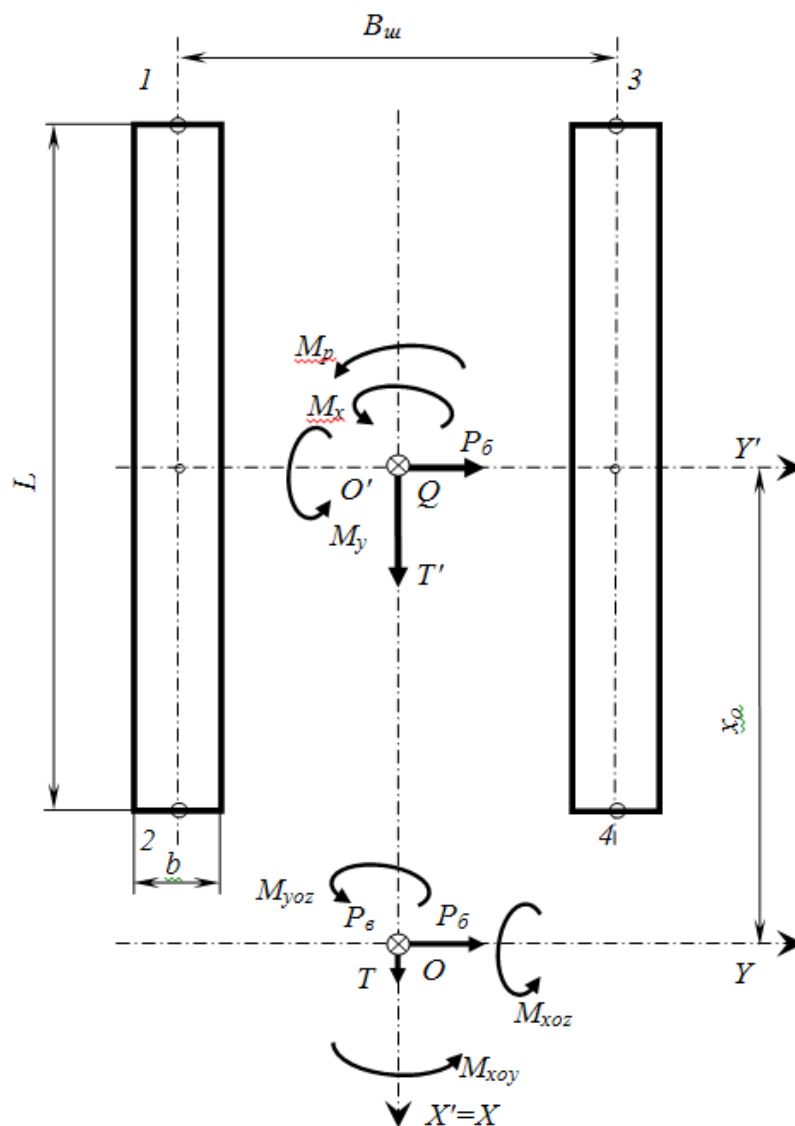


Рис. 1. Схема приведення сил і моментів сил, які діють на тягач до центру опорної поверхні.

Робочі навантаження на кормі базового шасі, змінні по величині та в часі, обумовлюють складну схему силового навантаження як базового шасі, так і землерийної машини в цілому, результатом чого може бути втрата прямолінійного напрямку робочого переміщення машини. Це говорить про те, що коли машина отримала певну кутову швидкість свого переміщення в плані, з урахуванням від'ємного кутового прискорення, через деякий проміжок часу ця швидкість зменшиться до нуля, відновивши прямолінійний рух машини.

Проте траєкторії руху машини в плані перед збуренням та після нього не будуть співпадати між собою – вони будуть знаходитись під деяким кутом одна до другої, не дивлячись на факт відновлення прямолінійного руху машини.

Така ситуація не припустима під час виконання земляних робіт машиною в зоні ремонту магістрального трубопроводу, адже найменше відхилення від вісі трубопроводу траєкторії переміщення машини може викликати ризик пошкодження труби її робочим обладнанням, чи гусеничним шасі.

Умова незмінності прямолінійного руху машини виконується за відсутності ковзання крайніх точок опорної поверхні гусениць навколо миттєвого центру повороту машини, коли зчеплення поверхні гусениць з ґрунтом у поперечному напрямку переміщення машини не порушено. Це визначається перевищенням моменту, що утримує машину від розвороту, над моментом, що розвертає машину в плані.

Для визначення моменту опору розвороту прийнято такі припущення:

— опорні котки гусениць у поздовжньому напрямку перекочуються по гусеничному ланцюгу, а ланки гусениць відносно ґрунту в тому ж поздовжньому напрямку руху не здійснюють;

— у поперечному напрямку ланки гусениць сприймають опір ковзанню по ґрунту, який складається із сил тертя ланок об ґрунт, опору сколюванню ґрунту просівшими в нього ланками гусениць, опору переміщенню валика ґрунту, що нагрібається бічними кромками ланок гусениць;

— сумарний опір бічному переміщенню ланок гусениці у повороті приймається пропорційним за величиною вертикальному навантаженню та коефіцієнту опору повороту μ , який враховує весь опір повороту;

— за спрямуванням сумарний опір повороту є протилежним напрямку ковзання відповідних ланок гусениці, тобто направлений перпендикулярно поздовжній вісі гусениці;

— ширина гусениці не впливає на опір розвороту та приймається рівною нулю.

За вказаних припущень епюра поперечних сил, що діють на гусениці по всій довжині опорного контуру, має форму трапеції.

Сумарний момент опору розвороту гусеничної машини складається з моментів опору розвороту кожної гусениці.

За трапецієподібної епюри поперечних сил, що діють на гусениці, (рис. 2) момент опору повороту кожної гусениці має вигляд:

$$M_{опл} = \int_0^{\frac{L}{2}} \mu \cdot p'_l \cdot x \cdot dx + \int_{\frac{L}{2}}^L \mu \cdot p'_l \cdot x \cdot dx - \int_0^a \mu \cdot p'_l \cdot x \cdot dx; \quad (11)$$

$$M_{опр} = \int_0^{\frac{L}{2}} \mu \cdot p'_n \cdot x \cdot dx + \int_d^{\frac{L}{2}} \mu \cdot p'_n \cdot x \cdot dx - \int_0^d \mu \cdot p'_n \cdot x \cdot dx, \quad (12)$$

де p'_n, p'_n – погонне навантаження від відповідних гусениць на ґрунт.

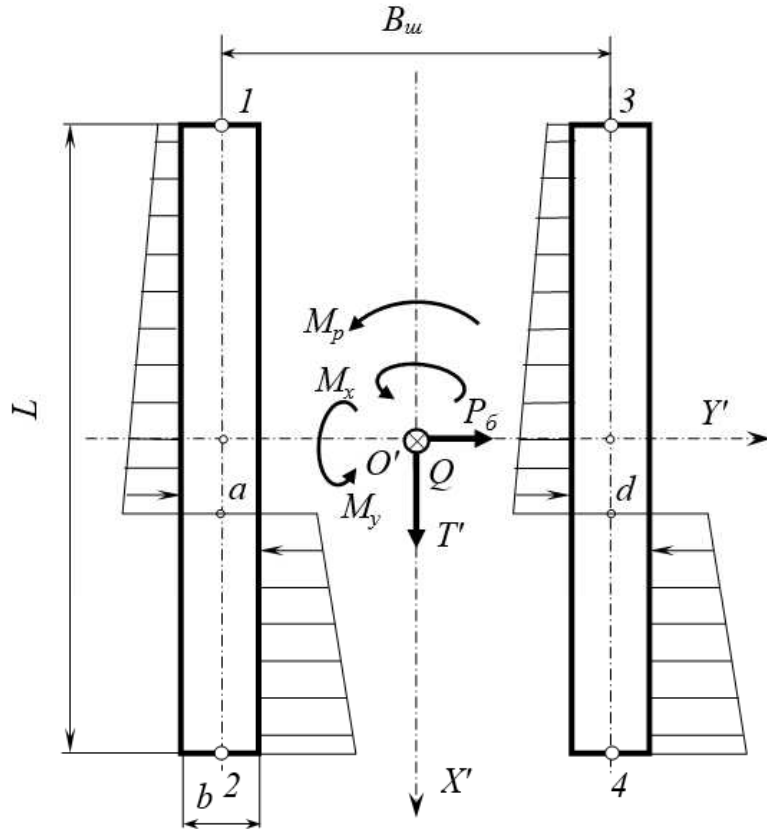


Рис. 2. Схема визначення моменту опору розвороту тягача.

Якщо відомий тиск на ґрунт p , то погонне навантаження у загальному випадку визначається:

$$p' = p \cdot b. \quad (13)$$

Наступним кроком, аналогічно (4), підставляємо рівняння (5)-(8) у (13):

$$p'_n = \frac{Q}{2 \cdot L} + \frac{M_x}{B_u \cdot L} + \frac{6 \cdot M_y}{L^3} x; \quad (14)$$

$$p'_n = \frac{Q}{2 \cdot L} - \frac{M_x}{B_u \cdot L} + \frac{6 \cdot M_y}{L^3} x. \quad (15)$$

За наявності бічної сили P_δ величини зміщення центрів поворотів гусениць a і d (рис. 2) можна визначити за умови рівноваги гусениці у поперечному напрямі. Бічна сила P_δ розподіляється між гусеницями, довжина опорної поверхні кожної з яких L ,

пропорційна вертикальним навантаженням. При цьому сумарне вертикальне навантаження на гусеницях буде:

$$P_n = \frac{Q}{2} + \frac{M_x}{B_{uu}} ; \quad (16)$$

$$P_n = \frac{Q}{2} - \frac{M_x}{B_{uu}} . \quad (17)$$

На ліву гусеницю діє бічна сила:

$$P_{\bar{o}}^n = \frac{P_n}{P_n + P_n} P_{\bar{o}} = \left(\frac{1}{2} + \frac{M_x}{Q \cdot B_{uu}} \right) \cdot P_{\bar{o}} . \quad (18)$$

Аналогічно на праву:

$$P_{\bar{o}}^n = \frac{P_n}{P_n + P_n} P_{\bar{o}} = \left(\frac{1}{2} - \frac{M_x}{Q \cdot B_{uu}} \right) \cdot P_{\bar{o}} , \quad (19)$$

або:

$$P_{\bar{o}}^n = P_{\bar{o}} - P_{\bar{o}}^n . \quad (20)$$

Отже, умова збереження рівноваги машини у поперечному напрямку визначається системою рівнянь:

$$\begin{cases} \mu \cdot \frac{p_1' + p_a'}{2} \cdot \left(\frac{L}{2} + a \right) + P_{\bar{o}}^n = \mu \cdot \frac{p_2' + p_a'}{2} \left(\frac{L}{2} - a \right); \\ \mu \cdot \frac{p_3' + p_d'}{2} \cdot \left(\frac{L}{2} + d \right) + P_{\bar{o}}^n = \mu \cdot \frac{p_4' + p_d'}{2} \left(\frac{L}{2} - d \right), \end{cases} \quad (21)$$

$$\begin{cases} \mu \cdot \frac{p_3' + p_d'}{2} \cdot \left(\frac{L}{2} + d \right) + P_{\bar{o}}^n = \mu \cdot \frac{p_4' + p_d'}{2} \left(\frac{L}{2} - d \right), \\ \mu \cdot \frac{p_1' + p_a'}{2} \cdot \left(\frac{L}{2} + a \right) + P_{\bar{o}}^n = \mu \cdot \frac{p_2' + p_a'}{2} \left(\frac{L}{2} - a \right); \end{cases} \quad (22)$$

де p' – погонне навантаження у відповідних точках.

Сумарний момент опору розвороту базового шасі визначається як сума моментів опору розвороту лівої та правої його гусениць, тобто:

$$M_{op} = M_{op,l} + M_{op,r} , \quad (23)$$

або в розгорнутому вигляді:

$$M_{op} = \mu \cdot \left(D \cdot \left(\frac{L^2}{4} - a^2 \right) + E \cdot \left(\frac{L^2}{4} - d^2 \right) - \frac{2}{3} \cdot K \cdot (a^3 + d^3) \right) , \quad (24)$$

$$\text{де: } D = \frac{Q}{2 \cdot L} + \frac{M_x}{B_{uu} \cdot L} ; E = \frac{Q}{2 \cdot L} - \frac{M_x}{B_{uu} \cdot L} ; K = \frac{6 \cdot M_y}{L^3} ;$$

a, d – величини зміщення центрів поворотів лівої та правої гусениць (див. рис. 2) шасі.

$$a = -\frac{D}{K} \pm \sqrt{\frac{D^2}{K^2} + \frac{L^2}{4} - \frac{P_0^n}{\mu \cdot K}}; \quad d = -\frac{E}{K} \pm \sqrt{\frac{E^2}{K^2} + \frac{L^2}{4} - \frac{P_0^n}{\mu \cdot K}}.$$

Аналізуючи вираз (24) можна стверджувати, що стійкість базового шасі при прямолінійному його переміщенні визначається в першу чергу величиною коефіцієнта опору повороту μ , вертикальним навантаженням на гусениці та рівномірністю цього навантаження по опорній поверхні гусениць.

Висновки. Отримано теоретичну залежність визначення опору розвороту базового шасі землерийної машини при умові віяльно-поступальної подачі її робочого обладнання на забій. Встановлено, що максимальний вплив на збереження прямолінійного руху машини має коефіцієнт опору повороту машини, величина вертикального навантаження на гусениці шасі та рівномірність розподілення цього навантаження по опорній поверхні.

ЛІТЕРАТУРА

1. А.с. 905387 СССР, МПК 6 E02 F 5/08 E02 F 3/18. Роторный рабочий орган универсальной землеройной машины / В. М. Бандуров [и др.] (СССР). – № 2816154/22-03 ; заявл. 25.09.1979 ; опубл. 15.02.1982, Бюл. № 6. – 3 с.
2. Патент на винахід 101931 Україна, МПК(2013.01) E02F 3/00. Універсальна землерийна машина / М. Ф. Дмитриченко, В. Д. Мусійко, М. О. Білякович, Ю. Б. Лейченко, А. Б. Коваль, М. П. Кузьмінець; власник Національний транспортний університет ; – № а 2012 09065 ; заявл. 23.07.2012 ; опубл. 13.05.2013, Бюл. № 9.
3. Ковалев Е. П. Результаты исследований экскаватора УЭР / Е. П. Ковалев, С. Н. Николаев // Строительство трубопроводов. – М. : «Недра», 1965. – № 2. – С. 14 – 17.
4. Выбор и обоснование технических решений по определению рациональных типов, основных параметров, возможностей унификации рабочих органов траншейных машин и создание системы автоматического управления ВЗМ. Отчет о НИР (промежуточный) / Киев. автом.-дор. ин-т. – № ГР 01.88.0004646. – К., 1989. – 140 с.
5. Домбровский Н. Г. Теория и расчет гусеничного движителя землеройных машин / Н. Г. Домбровский, А. Г. Маевский, И. М. Гомозов, В. М. Гилис. – К.: Техніка, 1970. – 192 с.