

УДК 631.372 + 631.434

Надикто В., член-кореспондент НААН України (Таврійський ДАТУ)

Визначення максимального буксування колісних рушіїв з урахуванням обмеження їх тиску на ґрунт

Запропоновано методику визначення максимально можливого буксування колісних рушіїв з урахуванням обмеження їх тиску на ґрунт у горизонтальній площині

Ключові слова: рушій, колесо, ґрунт, тиск, буксування, сила тяги

Суть проблеми. Буксування рушіїв колісного енергетичного засобу, як відомо, не лише потребує витрат палива на свій прояв і викликає спрацювання шин, але й руйнує структуру ґрунту. Цей процес обумовлений деформаціями зминання та зрізання під дією того тиску, який здійснює на ґрунт бокова стінка останнього по ходу колеса ґрунтозацепу [1].

Зазначимо, що деформація зминання ґрунту переводить діяльний перегній (або гумус) у недіяльний. Перший при цьому частково вивільняється у формі окремих тонких плівок, а почасті залишається на окремих механічних елементах зруйнованої грудочки ґрунту [2]. Вказані плівки переходять до розряду недіяльного перегною, методикою відновлення властивостей якого вчені-аграрії, на жаль, ще не володіють. Більше того, зріз ґрунту супроводжується ковзанням ґрунтозацепів відносно опорної поверхні, що обумовлює подрібнення ґрунтового середовища до ерозійнонебезпечного стану. Все це в кінцевому підсумку суттєво пригнічує процес розвитку тих чи інших культурних рослин.

В цілому, чим більше буксування рушія енергетичного засобу, тим більш інтенсивно здійснюється руйнування структури ґрунту. Водночас, малій величині буксування відповідає менша значина дотичної сили тяги, яку розвиває колесо. За даними багаторічних досліджень, максимальна величина цієї сили має місце при буксуванні рушіїв трактора на рівні 22-24% [3]. А це, на нашу думку, значно перевищує той рівень, за якого можливе здійснення неприйнятно-го руйнування ґрунтового середовища.

Звідси впливає потреба у пошуку наступного компромісу: граничне буксування колісного рушія має бути таким, щоб за мінімально припустимого погіршення структури ґрунту розвивати максимально можливу дотичну силу тяги.

Проблема розв'язання цього завдання полягає у тому, що наразі відсутні агротехнічно обумовлені обмеження тиску рушіїв енергетичного засобу на ґрунт у горизонтальній площині.

Водночас, такі обмеження існують для варіанту деформування агротехнічного фону рушіями

мобільних енергетичних засобів у вертикальній площині. Так, нині діє ДСТУ 4521:2006 «Техніка сільськогосподарська мобільна. Норми дії ходових систем на ґрунти». Цей стандарт установлює норми допустимого максимального тиску ходових систем енергетичних засобів на ґрунт $[Q_{\max}]$ в залежності від його гранулометричного складу і вологості, а також строків проведення сільськогосподарських робіт у різних ґрунтово-кліматичних зонах.

Якщо апіорі вважати, що процес пригнічення росту рослин не залежить від того, у якій площині здійснено руйнування структури ґрунту – вертикальній чи горизонтальній, то розв'язання вищезначеного компромісу можна здійснити на основі врахування співвідношення:

$$[Q_{\max}] \geq Q_d \quad (1)$$

де Q_d – тиск, який здійснює ґрунтозацеп колеса на ґрунт у горизонтальній площині.

Методика. Для того, щоб визначити величину Q_d , розглянемо наступне. Представимо дотичну силу тяги (F_k) одиничного колісного рушія двома, кожна з яких дорівнює половині F_k і зосереджена в площині, віддаленій від поздовжньої осі колеса на половину його шини ($b_{\text{ш}}$). У формуванні кожної з цих сил може брати участь один або кілька ґрунтозацепів. Кількість останніх (n_r) визначають з виразу:

$$n_r = \text{Int}(L/t_r) \quad (2)$$

де L – довжина п'ятна контакту шини рушія з ґрунтом; t_r – крок ґрунтозацепів на шині.

Кожен із ґрунтозацепів, що знаходяться у контакт з ґрунтом, розвиває тягове зусилля (P_k , рис.1), яке, з урахуванням залежності (2), можна визначити так:

$$P_k = F_k / [2 \cdot \text{Int}(L/t_r)] \quad (3)$$

Прийmemo апіорі, що деформації зсуву та зрізу ґрунту ґрунтозацепом здійснює в основному сила N_k (рис.1), яку, з урахуванням (3), можна визначити з виразу:

$$N_k = P_k \cdot \sin \alpha = F_k \cdot \sin \alpha / [2 \cdot \text{Int}(L/t_r)], \quad (4)$$

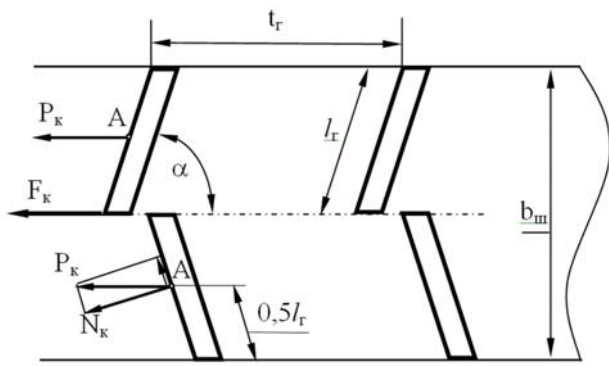


Рис. 1 – Розрахункова схема сил, які через шину передаються на ґрунт

де α – кут відхилення ґрунтозачепа від поздовжньої осі колісного рушія.

Ця сила у горизонтальній площині створює тиск:

$$Q_d = N_k / (l_r \cdot h_r), \quad (5)$$

де l_r , h_r – довжина ґрунтозачепа і його висота відповідно.

З рис. 1 випливає, що

$$l_r = b_{ш} / (2 \cdot \sin \alpha).$$

З урахуванням цього, а також залежностей (4) та (5), умова (1) набуває вигляду:

$$Q_{\max} \geq \frac{F_k \cdot \sin^2 \alpha}{2 \cdot \text{Int}(L/t_r) \cdot b_{ш} \cdot h_r} \quad (6)$$

В отриманій умові (6) невідомою є дотична сила тяги колісного рушія F_k . Для її визначення найкраще підходить залежність, запропонована В.В. Гуськовим [3]:

$$F_k = \frac{f_{ск} \cdot k_r \cdot G}{\delta \cdot L} \cdot \left[\ln \text{ch} \frac{\delta \cdot L}{k_r} - f_{np} \cdot \left(\frac{1}{\text{ch} \frac{\delta \cdot L}{k_r}} - 1 \right) \right] + 2 \cdot \tau_{сп} \cdot \frac{h_r \cdot L}{t_r}, \quad (7)$$

де $f_{ск}$ – коефіцієнт тертя ковзання; k_r , $\tau_{сп}$ – коефіцієнт деформації і модуль зрізу ґрунту відповідно; G , δ – вертикальне навантаження на колісний рушій і його буксування; f_{np} – приведений коефіцієнт тертя.

Підставивши вираз для сили F_k із (7) у формулу (6), отримуємо залежність, яка зв'язує буксування колісного рушія з тим тиском, який він створює у горизонтальній, а не у вертикальній площині:

$$[Q_{\max}] \geq \left\{ \frac{f_{ск} \cdot k_r \cdot G}{\delta \cdot L} \cdot \left[\ln \text{ch} \frac{\delta \cdot L}{k_r} - f_{np} \cdot \left(\frac{1}{\text{ch} \frac{\delta \cdot L}{k_r}} - 1 \right) \right] + 2 \cdot \tau_{сп} \cdot \frac{h_r \cdot L}{t_r} \right\} \cdot \frac{\sin^2 \alpha}{\text{Int}(L/t_r) \cdot b_{ш} \cdot h_r} \quad (8)$$

Далі проаналізуємо ті складові, які входять до отриманого виразу (8). За даними [3], коефіцієнт деформації ґрунту k_r з достатньою для практики точністю можна визначити з виразу

$$k_r = 0,4 \cdot t_r.$$

Величину сили G приймаємо рівною тому максимальному навантаженню, яке для тієї чи іншої шини регламентоване ГОСТ 7463-2003 «Шини пневматические для тракторів и сельскохозяйственных машин. Технические условия».

Для визначення довжини ділянки контакту шини з опорною поверхнею В.В. Гуськов запропонував таку залежність [3]:

$$L = R_k \cdot \arctg[(2 \cdot R_k \cdot h - h^2)^{0,5} / (R_k - h)] + (2 \cdot R_k \cdot h)^{0,5},$$

де R_k – статичний радіус колеса; h – глибина колії, яку формує колісний рушій.

За даними [4], величина h з достатньою для практики точністю може бути виражена так: $h = 2 \cdot f_k^2 \cdot R_k$, де f_k – коефіцієнт опору кочення.

З урахуванням цього після перетворень остаточно отримуємо:

$$L = R_k \cdot \{ \arctg[f_k \cdot (1 - f_k^2)^{0,5} / (0,5 - f_k^2)] + 2 \cdot f_k^2 \}$$

Приведений коефіцієнт тертя можна визначити із наступної залежності [4]:

$$f_{np} = 2,55 \cdot [(f_n - f_{ск}) / f_{ск}]^{0,825},$$

де f_n , $f_{ск}$ – коефіцієнти тертя спокою та ковзання відповідно.

Для розрахунку коефіцієнтів f_n і $f_{ск}$ пропонуються залежності, отримані автором цієї статті, шляхом апроксимації експериментальних даних, викладених у [3].

$$f_n = 5,95 + 27,83 \cdot q - 23,9 \cdot \sqrt{q};$$

$$f_{ск} = 2,25 + 7,25 \cdot q - 6,96 \cdot \sqrt{q},$$

$$\text{де } q = [G / (b_{ш} \cdot L)] \cdot 10^{-6}.$$

В кінцевому підсумку граничне буксування колісного рушія (δ_{\max}) з урахуванням обмеження його тиску на ґрунт можна визначити з системи рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} L &= R_k \cdot \{ \arctg[f_k \cdot (1 - f_k^2)^{0,5} / (0,5 - f_k^2)] + 2 \cdot f_k^2 \}; \\ k_r &= 0,4 \cdot t_r; \\ q &= [G / (b_{ш} \cdot L)] \cdot 10^{-6}; \\ f_n &= 5,95 + 27,83 \cdot q - 23,9 \cdot \sqrt{q}; \\ f_{ск} &= 2,25 + 7,25 \cdot q - 6,96 \cdot \sqrt{q}; \\ f_{np} &= 2,55 \cdot [(f_n - f_{ск}) / f_{ск}]^{0,825}; \end{aligned} \right\} [Q_{\max}] \geq \left\{ \frac{f_{ск} \cdot k_r \cdot G}{\delta_{\max} \cdot L} \cdot \left[\ln \text{ch} \frac{\delta_{\max} \cdot L}{k_r} - f_{np} \cdot \left(\frac{1}{\text{ch} \frac{\delta_{\max} \cdot L}{k_r}} - 1 \right) \right] + 2 \cdot \tau_{сп} \cdot \frac{h_r \cdot L}{t_r} \right\} \cdot \frac{\sin^2 \alpha}{\text{Int}(L/t_r) \cdot b_{ш} \cdot h_r} \quad (9)$$

У цій системі рівнянь величини G , t_r , h_r , $b_{ш}$, R_k і α – конструкційні параметри того чи іншого колісного рушія. Їх значення є відомими для трактора будь-якого тягового класу. В подальших наших розрахунках зупинимося на трьох із них, а саме: 5, 3 і 1,4¹.

Колісні енергетичні засоби менших тягових класів (0,2; 0,6 і 0,9) практично не використовуються у складі тягових МТА. У минулому вони вважалися позасистемними, а тому для них навіть не розроблявся спеціальний шлейф машин/знарядь.

Трактори тягових класів 6 і 8 більш-менш прийнятні тягово-енергетичні показники розвивають, як правило, на операціях основного обробітку ґрунту. Але стійкість останнього до зсуву і зрізу при цьому є значно вищою, ніж у агротехнічного фону, підготовленого до сівби. Водночас, на м'якому фоні оптимальне завантаження тракторів тягових класів 6 і особливо 8 є досить проблематичним. Робоча ширина МТА при цьому обмежується не стільки тягово-енергетичними можливостями таких енергетичних засобів, скільки значною габаритною шириною застосовуваних машин/знарядь.

Значення конструкційних параметрів G , t_r , h_r , $b_{ш}$, R_k і α для рушіїв колісних тракторів тягових класів 5, 3 і 1,4 приймемо такими, які визначені їх технічними характеристиками (табл.).

Конструкційні параметри колісних рушіїв порівнюваних енергетичних засобів

Тяговий клас трактора, серія	Типорозмір шин	Конструкційний параметр рушія і його значення					
		G , Н	t_r , м	h_r , м	$b_{ш}$, м	R_k , м	α , град.
1,4 (МТЗ-82)	16,9R38	25261	0,23	0,038	0,43	0,770	43
3 (ХТЗ-170)	23,1R26	35807	0,23	0,045	0,59	0,715	47
5 (К-744)	28,1R26	40466	0,23	0,045	0,72	0,720	47

Величини f_k і τ_{cp} , які входять до системи рівнянь (9), репрезентують ґрунтове середовище. Для вибору їх значень будемо виходити з таких міркувань. За даними [3], величина τ_{cp} для суглинків знаходиться у межах 1260 ÷ 1940 Н/м, а для супісків – 1500 ÷ 2600 Н/м. Як показали попередні розрахунки, зміна τ_{cp} навіть в діапазоні 1260 ÷ 2600 Н/м впливає лише на десяті частки значини буксування колісного рушія. Тому для подальших розрахунків приймемо τ_{cp} як середнє з діапазону, що є спільним для суглинків і для супісків: $(1500 + 1940)/2 = 1720$ Н/м.

Як уже підкреслювалося вище, найбільшої деформації зсуву та зрізу зазнає ґрунт, підготовлений до сівби, для якого $f_k = 0,16 \div 0,20$ [1]. Поряд з цим, досить розповсюдженим агротехнічним фоном є злущена стерня, для якої коефіцієнт опору коченню змінюється в межах 0,12...0,16 [1]. З урахуванням цього для подальшого аналізу приймаємо значення $f_k = 0,16$, яке є спільним для обох агротехнічних фонів – злущеної стерні та поля, підготовленого до сівби.

Насамкінець спробуємо визначитися з величиною Q_{max} . Вищезгаданий ДСТУ 4521:2006 регламентує два

¹ у тракторів цього тягового класу розглядаються тільки задні рушії

періоди польових робіт: весняний і літньо-осінній. Для подальших розрахунків приймемо саме перший з них, коли ґрунт є найбільш вразливим відносно деформацій зсуву та зрізу. Для вказаного періоду за помірно ущільненої (0,9-1,0 г/см³) будови агрофону і його вологості 0,4-0,5 НВ значення допустимого максимального тиску ходових систем тракторів на ґрунт не повинно перевищувати 160 кПа. Саме це значення Q_{max} і приймемо за вихідне.

Результати дослідження і їх аналіз. Розв'язок системи рівнянь (9) показав, що з урахуванням обмеження тиску на ґрунт на рівні 160 кПа трактори тягових класів 1,4; 3 і 5 повинні мати граничне буксування **15%, 12% і 9%** відповідно. В концептуальному плані це сформулюється так: чим менший тяговий клас трактора, тим меншим має бути δ_{max} його рушіїв.

Щоб проаналізувати отриманий результат, розглянемо залежність буксування колісного рушія δ_{max} від тих конструкційних параметрів, які входять до системи рівнянь (9), тобто G , t_r , h_r , $b_{ш}$, R_k і α . Для прикладу візьмемо рушії трактора тягового класу 5 (серія К-744).

Як показують дослідження системи рівнянь (9), на величину граничного буксування рушія вплив його радіуса незначний (R_k , рис. 2). Такий результат обумовлений тим, що від зміни цього параметра залежить лише довжина ділянки контакту шини з опорною поверхнею – L . А вона, як свідчать розрахунки, при варіюванні величини радіуса колеса R_k у прийнятому нами діапазоні $0,72 \pm 0,04$ м змінюється несуттєво.

Збільшення таких конструкційних параметрів рушія, як t_r , $b_{ш}$ і α допускає більше значення його граничного буксування (рис.2). Водночас, інтенсивність їх впливу на величину δ_{max} незначна і практично однакова.

Зростання вертикального навантаження на шину (G) спонукає до зменшення величини граничного буксування рушія. В принципі, такий результат також цілком логічний, оскільки, як випливає із залежності (7), при збільшенні величини G відповідним чином зростає значення дотичної сили F_k . А це, як показує залежність (4), призводить до збільшення сили N_k , а в кінцевому підсумку – до зростання тиску бокової поверхні ґрунтозачепа на ґрунт [формула (5)].

Найбільш суттєвий вплив на величину граничного буксування рушія здійснює висота ґрунтозачепа h_r (рис.2). Чим вона більша, тим більшим може бути δ_{max} . І це цілком закономірно, оскільки вказана зміна параметра h_r обумовлює збільшення площі опорної поверхні ґрунтозачепа, що сприяє зменшенню його тиску на ґрунтове середовище.

Характери впливу конструкційних параметрів рушія на величину δ_{max} для тракторів тягових класів 1,4 і 3 окремо розглядати немає потреби, тому що в якісному плані вони є аналогічними вищеприписаному.

Аналіз значень конструкційних параметрів рушіїв порівнюваних енергетичних засобів показує, що найбільш суттєво вони відрізняються лише двома – шириною шини $b_{ш}$ і допустимим вертикальним навантаженням G (табл.).

У нашому випадку за різних значень максимального вертикального навантаження на шину (G , табл.)

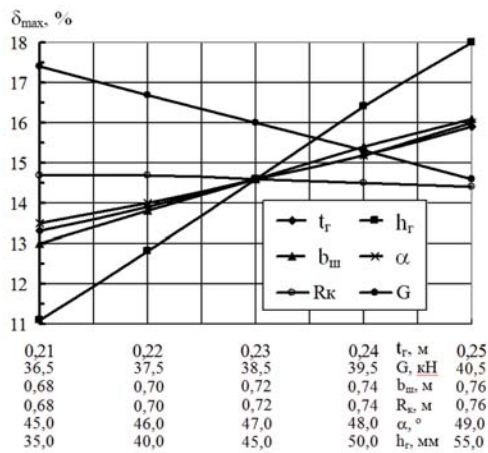


Рис. 2 – Залежність максимально допустимого буксування рушіїв трактора тягового класу 5 від параметрів шини ($b_{ш}$, t_r , h_r , α), радіуса кочення колеса (R_k) та вертикального навантаження на нього (G)

кожен рушій здійснює приблизно однаковий тиск на ґрунт. Так, для тракторів тягового класу 5 $q = 210$ кПа, класу 3–230 кПа і тягового класу 1,4–210 кПа. У зв'язку з цим різниця між δ_{max} для даних енергетичних засобів за параметром G практично відсутня.

Якісно інший і суттєво відчутний кількісний вплив на δ_{max} здійснює ширина рушія $b_{ш}$. При її зменшенні допустима величина буксування δ_{max} має прийматися теж меншою і навпаки (рис. 3).

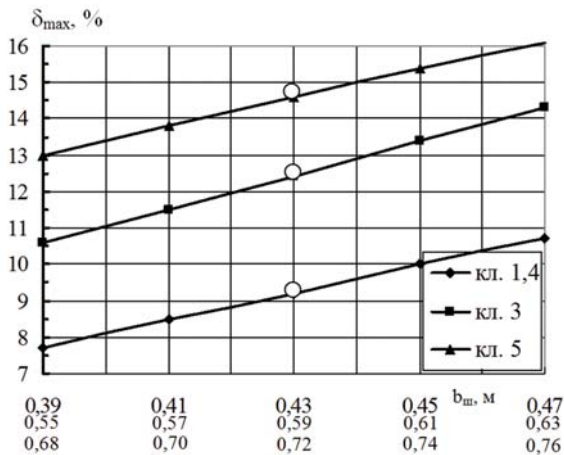


Рис.3 – Залежність максимально допустимого буксування рушіїв колісних тракторів різних тягових класів від ширини шини

Такий результат можна пояснити наступним чином. Чим менша ширина шини, тим меншою є довжина її ґрунтозачепа l_r . А оскільки це, як впливає з виразу (5), призводить до збільшення тиску Q_d , то зростає ймовірність порушення умови (6).

Суттєва відмінність тракторів тягових класів 1,4; 3 і 5 за шириною шини рушіїв ($b_{ш}$) і обумовлює отриманий вище результат щодо їх ранжування за максимально допустимим буксуванням (рис. 3): 15%, 12% і 9% – відповідно.

Слід підкреслити, що ці δ_{max} визначено за максимального тиску (q) рушіїв на ґрунт у вертикальній площині. Дійсні значення (q_d) цього тиску є, як правило,

меншими. За розрахунками для тракторів тягового класу 5 (серія К-744) $q_d \approx 200$ кПа, тягового класу 3 (серія ХТЗ-170) $q_d \approx 160$ кПа і тягового класу 1,4 (серії МТЗ-82) $q_d \approx 100$ кПа.

Звідси бачимо, що при врахуванні співвідношень q_d з $Q_{max} = 160$ кПа рекомендації щодо максимальних значин буксування рушіїв справедливі стосовно тракторів тягових класів 1,4 і 3. Енергетичні засоби тягового класу 5 на одинарних штатних шинах (див. табл.) можуть використовуватися лише у літньо-осінній період польових робіт при рівноважному ущільненні ґрунту 1,2-1,3 г/см³ і його вологості 0,4-0,5 НВ. Згідно з вимогами ДСТУ 4521:2006 величина Q_{max} в цьому випадку може бути не більшою за 210 кПа, а δ_{max} і, як показують наші розрахунки, – не повинна перевищувати 20%. Для тракторів тягових класів 3 та 1,4 під час роботи у літньо-осінній період максимально допустиме буксування рушіїв становить 16% і 13% відповідно.

У весняний період польових робіт трактори тягового класу 5 можна використовувати лише за умови застосування подвоєння шин коліс. Їх питомий тиск на ґрунт зменшується при цьому майже вдвічі. За рахунок цього зростають коефіцієнти f_n та $f_{ск}$ і зменшується приведений коефіцієнт тертя $f_{пр}$. В результаті, як впливає з аналізу виразу (7), відповідним чином зменшується буксування рушіїв.

На практиці може виявитися, що дійсні значення показника буксування рушіїв тракторів тягових класів 3 та 1,4 під час їх експлуатації у весняний період перевищують відповідно 15% і 12%. В цьому випадку ситуацію можна виправити застосуванням подвоєння шин їх коліс. Причому, для тракторів тягового класу 1,4 досить обмежитися таким конструкційним заходом стосовно лише шин заднього мосту.

Слід підкреслити, що при подвоєнні шин рушіїв порушення умови (6) можливе за значно більшого буксування. За розрахунками для тракторів тягового класу 5 і 3 δ_{max} становить 23%, а для тракторів тягового класу 1,4–16%.

Більше того, при застосуванні подвоєння шин з'являється потенційна можливість збільшити тягове зусилля енергетичного засобу шляхом його баластування. Але здійснювати його можна лише з урахуванням умови екофільності шини, методика визначення якої досить повно викладена в роботі [5].

Висновки. Для запобігання руйнуванню структури ґрунту у весняний період польових робіт максимально допустиме буксування (δ_{max}) колісних рушіїв тракторів тягових класів 5, 3 і 1,4 повинно становити 15%, 12% і 9% відповідно. У осінньо-літній період значення δ_{max} можуть бути більшими і відповідно становити 20%, 16% і 13%.

Колісні трактори тягового класу 5, обладнані одинарними штатними шинами, можуть використовуватися на польових роботах лише в осінньо-літній період. Для експлуатації навесні вони обов'язково мають бути обладнані подвоєними шинами. Застосування цього конструкційного рішення доцільне для усіх колісних енергетичних засобів.

Список літератури

1. Кутьков Г.М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства / Г.М. Кутьков. – М.: ИНФРА-М, 2014. – 506 с.

2. Вильямс В.Р. Почвоведение. Земледелие с основами почвоведения /В.Р.Вильямс. – М.: Государственное издательство сельскохозяйственной литературы, 1951.– т.6.– 576 с.

3. Тракторы: Теория / Гуськов В.В., Н.Н.Велев, Ю.Е.Атаманов и др.; под общ. ред. В.В. Гуськова.– М.: Машиностроение, 1988.– 376 с.

4. Опейко Ф.А. Колесный и гусеничный ход /Ф.А.Опейко.– М.: Издательство АСХН БССР, 1960.– 228 с.

5. Надикто В.Т. Проблеми баластування колісних тракторів //Техніка і технології АПК. – 2013.– №2.

Анотация. *Предложена методика определения максимально возможного буксования колесных движителей с учетом ограничения их давления на почву в горизонтальной плоскости.*

Summary. *The method determination of the maximally possible skidding of wheels is offered taking into account the limit of their pressure on soil in a horizontal plane.*

Стаття надійшла до редакції 12 травня 2014 р.