

УДК 631.37

№ держреєстрації: 0116U002718

Інв. №: 2017\_01

МІНІСТЕРСТВО АГРАРНОЇ ПОЛІТИКИ ТА ПРОДОВОЛЬСТВА  
УКРАЇНИ  
ТАВРІЙСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРОТЕХНОЛОГІЧНИЙ  
УНІВЕРСИТЕТ

72310, Запорізька обл., м. Мелітополь, пр-т. Б.Хмельницького,18  
тел. (0619) 42-06-94

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Директор НДІ МЗПУ,  
д.т.н. \_\_\_\_\_ В.Т.Надикто  
«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2017 р.

**ЗВІТ**  
**про науково-дослідну роботу**  
(проміжний)

Програма 1 «Розробити технічні засоби для реалізації нових технологій  
вирощування сільськогосподарських культур в умовах  
півдня України»

Завідувач відділу: \_\_\_\_\_ д.т.н. Надикто В.Т.

Завідувач лабораторії: \_\_\_\_\_ д.т.н. Надикто В.Т.

2017

Результати роботи розглянуто НТР,  
протокол № \_\_\_ від «\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2017 р.

## СПИСОК АВТОРІВ

Відповідальний виконавець,  
доктор технічних наук

В. Надикто  
(реферат, вступ, розділи  
1, 2, 3, висновки)

Доктор технічних наук

В. Кюрчев  
(участь у 3.1., 3.2,  
висновки)

Кандидат технічних наук

А. Аюбов  
(участь у 3.1)

Кандидат технічних наук

Т. Чорна  
(участь у 3.1)

Кандидат технічних наук

В. Кувачов  
(участь у 3.1)

## РЕФЕРАТ

Звіт про НДР: 20 с. тексту, 4 рис., 3 табл., 15 джерел.

Об'єкти досліджень: процеси функціонування колісних енергетичних засобів сільськогосподарського призначення.

Мета роботи:

а) розроблення передумов для створення в Україні вітчизняної Системи машин шляхом формування типу колісних енергетичних засобів;

б) підвищення екологічної безпеки практичного застосування колісних тракторів шляхом обґрунтування максимального рівня їх буксування при роботі у тяговому режимі.

Методи досліджень: Теоретичні дослідження проводили шляхом аналізу тягового балансу колісного трактора і застосування стандартизованих обмежень тиску його рушіїв на ґрунт у вертикальній площині. При складанні вказаних рівнянь використовували основні положення теоретичної механіки і теорії трактора.

В результаті проведених досліджень:

- запропоновано визначення поняття «типаж тракторів»;
- розроблено типаж колісних тракторів для України. Його основу складають енергетичні засоби п'яти тягових класів: 0,6; 1,1; 1,8; 3 і 5;
- обґрунтовано діапазон номінального тягового зусилля трактора ( $P_{кр.н}$ ) кожного тягового класу на рівні  $P_{кр.н}^{+20\%}$ ;  $P_{кр.н}^{-10\%}$ ;
- встановлено, що для запобігання руйнування структури ґрунту у весняний період польових робіт максимально допустиме буксування ( $\delta_{max}$ ) колісних рушіїв тракторів тягових класів 5, 3 і 1,4 повинно бути 15%, 12% і 9% відповідно. У осінньо-літній період значини  $\delta_{max}$  можуть бути більшими і відповідно становити 20%, 16% і 13%;
- передбачається, що колісні трактори тягового класу 5, обладнані одинарними штатними шинами, можуть використовуватися на польових роботах тільки у осінньо-літній період. Для експлуатації навесні вони обов'язково мають бути обладнані подвоєними шинами. Застосування цього конструктивного рішення доцільне для усіх колісних енергетичних засобів.

Ключові слова: ТРАКТОР, ЕНЕРГЕТИЧНИЙ ЗАСІБ, ТИПАЖ, НОМІНАЛЬНЕ ТЯГОВЕ ЗУСИЛЛЯ, БУКСУВАННЯ, ТИСК, ГРУНТ, ПЛУГ

## ЗМІСТ

	с.
ВСТУП. ....	5
1 ПРОГРАМА ДОСЛІДЖЕНЬ. ....	6
2 ОБ'ЄКТИ і МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕНЬ. ....	6
2.1 Теоретичні основи розроблення типажу вітчизняних колісних тракторів. ....	6
2.2. Методика обґрунтування максимально допустимого буксування рушіїв колісного енергетичного засобу. ....	6
3 РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ. ....	7
3.1. Проект типажу вітчизняних колісних тракторів. ....	7
3.2. Результати обґрунтування максимально допустимого буксування рушіїв колісних тракторів. ....	12
ВИСНОВКИ. ....	19
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ. ....	20

## ВСТУП

Основним мобільним енергетичним засобом у сільськогосподарському виробництві будь-якої країни був і у найближчому майбутньому залишатиметься трактор. Тому Україна, де сільське господарство розглядається як локомотив усієї економіки, обов'язково повинна мати чітку тракторну політику, організаційну основу якої має складати **типаж** мобільних енергетичних засобів [1–6].

Цей своєрідний керівний документ украї потрібен за наступних причин. Його наявність гармонізуватиме діяльність тракторо- і сільгоспмашинобудуваників. Адже перші на рівні відповідних правил задаватимуть той, заздалегідь обумовлений, діапазон зміни основних конструктивних параметрів енергетичних засобів, які при проектуванні машин/знарядь зобов'язані будуть враховувати другі.

Результатом такої погодженості їх дій буде створення Системи машин, за відсутності якої у принципі непогані енергетична (трактор) і технологічна (машини/знаряддя) частини машинно-тракторного агрегату (МТА) можуть виявитися непристосованими один до одного з усіма впливаючими звідси негативними наслідками. Одним із таких високий рівень буксування трактора.

Буксування рушіїв колісного енергетичного засобу не тільки потребує витрат пального на свій прояв і обумовлює знос шин, але й руйнує структуру ґрунту. Цей процес обумовлений деформаціями зминання та зрізу під дією того тиску, який здійснює на ґрунт бокова стінка останнього по ходу колеса ґрунтозачепу.

Зріз ґрунту супроводжується ковзанням ґрунтозачепів відносно опорної поверхні, що обумовлює подрібнення ґрунтового середовища до ерозійнонебезпечного стану. Все це в кінцевому рахунку суттєво пригнічує процес розвитку тих чи інших культурних рослин.

У 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%. А це, на думку багатьох вчених, значно перевищує той рівень, за якого можливе здійснення неприйнятеного 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.

На розв'язання вищезначених задач направлені теоретичні дослідження, результати яких викладені у даному звіті.

## 1 ПРОГРАМА ДОСЛІДЖЕНЬ

- 1.1. Розроблення типажу колісних тракторів для України
- 1.2. Обґрунтування максимально допустимого рівня буксування рушіїв колісного енергетичного засобу

## 2 ОБ'ЄКТИ І МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕНЬ

### 2.1. Теоретичні основи розроблення типажу вітчизняних колісних тракторів

В основу розроблення типажу тракторів покладено геометричну прогресію їх тягових зусиль від мінімального до максимально можливого.

За мінімальне тягове зусилля колісного енергетичного засобу прийнято тяговий опір однокорпусного плуга з шириною захвату 40 см, яким здійснюють оранку ґрунту на глибину до 30 см.

За максимальне тягове зусилля трактора прийнято тяговий опір 8-и корпусного плуга, яким здійснюють оранку на ту ж глибину. Коефіцієнт тягового опору плугів для умов півдня України прийнято на рівні 55 кН/м<sup>2</sup>.

Залежність буксування трактора від розвиненого ним зусилля має лінійний характер. З урахуванням цього постулату здійснено розрахунок діапазону зміни номінального тягового зусилля трактора того чи іншого тягового класу.

### 2.2. Методика обґрунтування максимально допустимого буксування рушіїв колісного енергетичного засобу

При обґрунтуванні максимально допустимого буксування коліс трактора приймали гіпотезу про те, що процес пригнічення росту рослин не залежить від того, у якій площині здійснено руйнування структури ґрунту - вертикальній чи горизонтальній.

З урахуванням цього в якості обмежувального критерію приймали норми допустимого (у вертикальній площині) 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. Вказані норми регламентовані ДСТУ 4521:2006 «Техніка сільськогосподарська мобільна. Норми дії ходових систем на ґрунти».

Основоположною умовою розв'язання даної задачі є таке:

$$[Q_{\max}] \geq Q_d,$$

де  $Q_d$  – реальний тиск, який здійснює ґрунтозачеп колеса на ґрунт у горизонтальній площині. Для її визначення використано загальновідому аналітичну залежність, запропоновану В.В.Гуськовим.

Фізичними об'єктами досліджень при розробленні методики обґрунтування максимально допустимого буксування рушіїв були обрані трактори трьох тягових класів: 1,4; 3 і 5.

### 3 РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

#### 3.1. Проект типу вітчизняних колісних тракторів

Нині Україна хоча і позиціонує себе як країна із потужним аграрним сектором, власного типу тракторів не має. Нехай і формально, але науковці, конструктори і виробничники в сучасних умовах продовжують користуватися колишніми ГОСТ 27021-86 та/або СТ СЭВ 628-85, типорозмірний ряд сільськогосподарських тракторів яких включає 10 тягових класів. Як видно із таблиці 3.1, він є зростаючою послідовністю безрозмірних чисел від 0,2 до 8. Кожне із них виражає значину номінального тягового зусилля трактора ( $P_{крн}$ ) в тонах, оскільки формування типу зародилося ще під час дії старої системи вимірювання фізичних величин.

Таблиця 3.1 – Типаж тракторів  
згідно з ГОСТ 27021-86 (СТ СЭВ 628-85)

№ п/п	Тяговий клас	Номінальне тягове зусилля, $P_{крн}$ (кН)	№ п/п	Тяговий клас	Номінальне тягове зусилля, $P_{крн}$ (кН)
1	0,2	від 1,8 до 5,4	6	3	від 27 до 36
2	0,6	від 5,4 до 8,1	7	4	від 36 до 45
3	0,9	від 8,1 до 12,6	8	5	від 45 до 54
4	1,4	від 12,6 до 18	9	6	від 54 до 72
5	2	від 18 до 27	10	8	від 72 до 108

Згідно із задумом, величини  $P_{крн}$  (в кН) мали представляти таку геометричну прогресію, знаменник якої ( $q$ ) визначався б із наступної залежності [7]:

$$q = \sqrt[n-1]{\frac{P_{крmax}}{P_{крmin}}}, \quad (1)$$

де  $P_{крmax}$ ,  $P_{крmin}$  – верхня та нижня значина всього експлуатаційного діапазону тягових зусиль тракторів;  $n$  – число членів ряду (тягові класи).

При цьому передбачалося, що за раціонально складеного типорозмірного ряду проміжки між тяговими діапазонами сусідніх класів тракторів повинні бути відсутніми, самі діапазони – однаковими, а знаменник прогресії  $q$  – дорівнювати відношенню максимального ( $P_{max}$ ) та мінімального ( $P_{min}$ ) тягового зусиль одного і того ж тягового діапазону. Тобто

$$q = P_{max}/P_{min}. \quad (2)$$

Підкреслимо, що протягом усього періоду практичного застосування вказаного типу тракторів він був не ефективним для умов України, а тому піддавався постійній і ретельній критиці з боку її науковців.

Метою даної статті є представлення нового варіанту типу колісних тракторів. При цьому не ставиться задача, аби він був обов'язково кращим за існуючий, оскільки не існує (і не може існувати) єдиного алгоритму його розроблення.

Більш важливо, аби практична його реалізація була можлива на матеріально-технічній базі нашої країни.

По-перше, домовимося **типажем** тракторів називати типорозмірний ряд сільськогосподарських мобільних енергетичних засобів певної кількості тягових класів у вигляді зростаючої послідовності безрозмірних чисел, кожне із яких виражає зменшену у десять разів значину номінального тягового зусилля трактора ( $P_{крн}$ ). Саме його (тягове зусилля), а не встановлену потужність двигуна (як робить більшість!) приймаємо класифікаційним параметром вказаного вище типорозмірного ряду. Переваги такого підходу досить переконливо, на наш погляд, викладені у наукових роботах [1,3,7–9].

По-друге, основними теоретичними постулатами, необхідними для розроблення нового типу тракторів, будемо вважати залежності (1) і (2). Прирівнявши їх праві частини, після перетворень отримаємо вираз для розрахунку числа тягових класів  $n$ :

$$n = \text{Integer} \left[ 1 + \frac{\lg \left( \frac{P_{крmax}}{P_{крmin}} \right)}{\lg \left( \frac{P_{max}}{P_{min}} \right)} \right]. \quad (3)$$

Невідомі величини  $P_{крmax}$  і  $P_{крmin}$  виразу (3) знайдемо із наступних міркувань. Найбільш енергоємним тяговим знаряддям є, як відомо, плуг [10–15]. Його тяговий опір ( $P_{кр}$ ) розраховується із виразу:

$$P_{кр} = n_k \cdot b_k \cdot h \cdot K_o, \quad (4)$$

де  $n_k$  – число корпусів плуга;  $b_k$  – ширина захвату одного корпусу орного знаряддя, м;  $h$  – глибина оранки, м;  $K_o$  – коефіцієнт питомого тягового опору плуга,  $\text{кН/м}^2$ .

Ширину захвату одного корпусу плуга приймемо рівною  $b_k = 0,40$  м. Це, як показує практика, дозволяє отримати краще розпущення орного шару ґрунту і застосовувати у борозні широко розповсюджені шини типорозміру 16,9R38, ширина профілю яких становить 0,43 м [16][17]. Шини цього ж типорозміру у борозні, сформованої корпусом плуга з шириною захвату 0,35 м і менше, із відомих причин розташувати досить проблематично.

За В.Р. Вільямсом [7] максимальна глибина оранки з обов'язковим використанням передплужника (без нього ця технологічна операція з точки зору збереження структури ґрунту неможлива) не повинна перевищувати  $h = 0,30$  м.

І останнє. На півдні України за нормальних умов проведення оранки питомий тяговий опір плугів, як свідчать багаторічні дослідження автора, зазвичай не перевищує  $55 \text{ кН/м}^2$ . На пересушеному ґрунті (вологість – менше 10%) показник  $K_o$  може сягати позначки  $60 \dots 66 \text{ кН/м}^2$ , але оранка за таких умов є занадто енергоємним процесом, а тому скоріше небажана, ніж можлива.

Приймаючи нижню значину всього експлуатаційного діапазону тягових зусиль тракторів  $P_{крmin} = P_{кр}$ , з урахуванням вищевикладеного маємо:

$$P_{крmin} = 1 \cdot 0,4 \cdot 0,30 \cdot 55 = 6,6 \text{ кН}.$$



Практика засвідчує, що за умови ширини захвату одного корпусу плуга 0,40 м максимальна їх кількість не повинна перевищувати 8. Інакше конструкція орного знаряддя із-за значної його довжини може незадовільно копіювати поздовжній профіль оброблюваного поля. Закордонний досвід засвідчує, що раму плуга при цьому слід робити шарнірною. А це відповідним чином не тільки ускладнює його конструкцію, а й призводить до суттєвого подорожчання.

Звідси виходить, що

$$P_{крmax} = 8 \cdot 0,4 \cdot 0,30 \cdot 55 = 52,8 \text{ кН.}$$

У виразі (3) невідомими залишаються максимальна ( $P_{max}$ ) та мінімальна ( $P_{min}$ ) значини тягового зусилля трактора того чи іншого тягового класу. На практиці ці величини зручно представляти їх безрозмірними аналогами – коефіцієнтами використання зчіпної ваги енергетичного засобу, тобто  $\varphi_{крmax}$  і  $\varphi_{крmin}$  відповідно. Перший із них обмежується максимально допустимим ( $\delta_{доп}$ ) буксуванням рушіїв трактора (у даному випадку – колісного). Як підкреслюється у роботі [8], задля збереженості структури ґрунту величина  $\delta_{доп}$  у весняно-літній період польових робіт не повинна перевищувати 9, 12 і 15% для тракторів тягових класів (за старою класифікацією) 1,4; 3 і 5 відповідно. За таких умов залежність буксування ( $\delta$ ) рушіїв енергетичного засобу від розвиненого ним тягового зусилля, вираженого через широковідомий безрозмірний коефіцієнт використання зчіпної ваги трактора ( $\varphi_{кр}$ ), є лінійною [18,19]:

$$\delta = a \cdot \varphi_{кр} + b,$$

де  $a$  і  $b$  – константи апроксимації.

З урахуванням цього залежність тягового ККД трактора ( $\eta_t$ ) від коефіцієнта  $\varphi_{кр}$  є такою:

$$\eta_m = \frac{\eta_{тр} \cdot \varphi_{кр} \cdot (1 - a \cdot \varphi_{кр} - b)}{\varphi_{кр} + f}, \quad (5)$$

де  $f$  – коефіцієнт опору коченню енергетичного засобу.

Усереднена графічна інтерпретація закономірності (5) для колісних тракторів за їх функціонування на агротехнічних фонах «поле, підготовлене до сівби» і «стерня» з буксуванням рушіїв не більше 15%, відображена кривою 1 (рис. 3.1). Із її аналізу бачимо, що за лінійного характеру залежності  $\delta = f(\varphi_{кр})$  тяговий ККД трактора оптимуму не має. Максимальна його значина сягає позначки 0,62 при  $\varphi_{крmax} = 0,4$ .

Мінімальна значина тягового зусилля трактора  $P_{min}$  або його безрозмірний аналог – коефіцієнта використання зчіпної ваги трактора ( $\varphi_{крmin}$ ) – буде обмежена коефіцієнтом швидкості  $\mu$ , який визначається із виразу [1]:

$$\mu = V_i / V_o,$$

де  $V_i$  – швидкість руху трактора за тієї чи іншої значини коефіцієнта  $\varphi_{кр}$ ;

$V_o$  – швидкість руху трактора при  $\varphi_{крmax}$ .

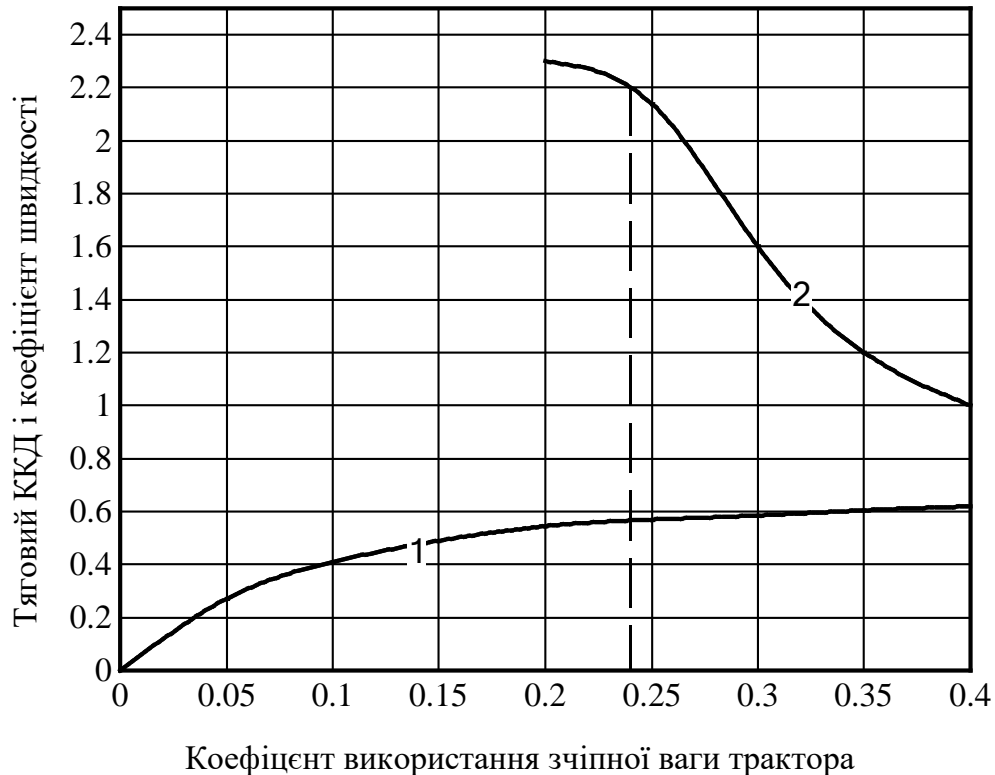


Рис. 3.1. Залежність коефіцієнта швидкості (2) і тягового ККД трактора (1) від коефіцієнта використання його зчпної ваги

При цьому слід підкреслити, що у діапазоні  $\phi_{кр}$  від 0 до  $\phi_{крmax}$  значина  $V_i \geq V_o$ . З урахуванням цього при  $\phi_{кр} = \phi_{крmax}$  коефіцієнт швидкості  $\mu$  є мінімальним і рівним 1.

Максимальний його рівень визначимо із наступних міркувань. Аналіз технічних характеристик більшості сучасних сільськогосподарських машин/знарядь свідчить [9], що діапазон їх робочих швидкостей змінюється у середньому приблизно від  $V_{min} = 7$  до  $V_{max} = 16$  км/год. Відношення цих величин (тобто  $V_{max} : V_{min}$ ), яке становить 2,2, прийемо за максимальну значину коефіцієнта швидкості  $\mu$ .

Усереднена залежність тягового ККД колісних тракторів від зміни цього коефіцієнта представлена кривою 2 (див. рис. 3.1). Як показує аналіз, при  $\mu = 2,2$  мінімальна значина коефіцієнта використання зчпної ваги колісного трактора  $\phi_{крmin} = 0,24$ .

Цілком зрозуміло, що за своєю суттю відношення  $\phi_{крmax}/\phi_{крmin}$  є не що інше, як відношення  $P_{max}/P_{min}$  і, водночас, вищевказаний знаменник типорозмірного ряду типажу тракторів  $q$ . У даному випадку

$$\phi_{крmax}/\phi_{крmin} = P_{max}/P_{min} = q = 0,4/0,24 = 1,67.$$

З урахуванням (7), а також вище встановлених величин  $P_{крmin}$  і  $P_{крmax}$ , із виразу (3) знаходимо, що типорозмірний ряд типажу тракторів має включати п'ять членів (тобто  $n = 5$ ). Знаменник цього ряду ( $q$ ) округлимо до значини 1,7. Саме таке число за класифікацією Шарля Ренара входить до переважних у ряду з п'яти значень.

Приймаючи до уваги викладене вище визначення типу тракторів, алгоритм його розрахунку є наступним:

$P_{кр.н\max} = 52,8$  кН – клас **5**; номінальне тягове зусилля трактора –  $P_{кр.н} = 50$  кН;

$P_{кр.н\max}/q = 52,8/1,7 = 31$  кН – клас **3**; номінальне тягове зусилля –  $P_{кр.н} = 30$  кН;

$31/1,7 = 18,2$  кН – клас **1,8**; номінальне тягове зусилля –  $P_{кр.н} = 18$  кН;

$18,2/1,7 = 10,7$  кН – клас **1,1**; номінальне тягове зусилля –  $P_{кр.н} = 11$  кН;

$10,7/1,7 = 6,3 \approx P_{кр.н\min}$  – клас **0,6**; номінальне тягове зусилля –  $P_{кр.н} = 6$  кН.

Знаючи номінальне тягове зусилля тягового трактора того чи іншого класу, можна розрахувати його експлуатаційну масу  $M_{тр}$  [10]:

$$M_{тр} = \frac{P_{кр.н} \cdot (1 + 3 \cdot V_x)}{g} \cdot \sqrt{\frac{a}{f \cdot (1 + b)}} \quad (6)$$

де  $V_x$  – коефіцієнт варіації коливань тягового навантаження енергетичного засобу;  $g$  – прискорення вільного падіння.

Із виразу (6) знаходимо, що

$$P_{кр.н} = K \cdot M_{тр}, \quad (7)$$

$$\text{де } K = \frac{g}{1 + 3 \cdot V_x} \cdot \sqrt{\frac{f \cdot (1 + b)}{a}}.$$

Вираз (7) дає можливість встановити допуск на номінальне тягове зусилля трактора. Тобто такий діапазон значин цієї величини, який дозволяє той чи інший енергетичний засіб віднести саме до того тягового класу, а не до іншого.

Як показав аналіз розрахунків за виразом (7), номінальне тягове зусилля трактора того чи іншого тягового класу за його функціонування на агротехнічних фонах «стерня» і «поле, підготовлене до сівби» у більшості випадків змінюється в межах  $P_{кр.н}^{+20\%}$ . Значина  $P_{кр.н}$  при цьому дорівнює тяговому класу енергетичного засобу, помноженому на 10.

З урахуванням вищевикладеного у табл. 3.2 представлено варіант нового типу тракторів для України.

Таблиця 3.2 – Типаж тракторів для України

№ п/п	Тяго-вий клас	Номінальне тягове зусилля, $P_{кр.н}$ (кН)	Допуск на номінальне тягове зусилля, кН	Базова модель	Виробник
1	0,6	6	від 5,4 до 7,2	КІЙ-440	ТОВ «Укравтозапчастина»
2	1,1	11	від 9,9 до 13,2	ХТЗ-3512	ПАТ «ХТЗ»
3	1,8	18	від 16,2 до 21,6	ЮМЗ-8040/8240 КІЙ-14800	ПМЗ (м. Дніпропетровськ) ТОВ «Укравтозапчастина»
4	3	30	від 27,0 до 36,0	ХТЗ-17221, ХТЗ-16131	ПАТ «ХТЗ»
5	5	50	від 45,0 до 60,0		

Аналіз цієї таблиці засвідчує, що новий типаж тракторів у більшості своїй може бути реалізований на вітчизняній матеріально-технічній базі. Виняток становить лише тяговий клас 5. Хоча певною мірою він може бути представлений гусеничними тракторами ХТЗ-181 або ХТЗ-280, практичні випробування яких підтверджують технічну здійсненність такого рішення.

### 3.2. Результати обґрунтування максимально допустимого буксування рушіїв колісних тракторів

Проблема розв'язання цієї задачі полягає у тому, що на даний час 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 априорі 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 наступного співвідношення:

$$[Q_{\max}] \geq Q_d, \quad (8)$$

де  $Q_d$  - тиск, який здійснює ґрунтозачеп колеса на ґрунт у горизонтальній площині.

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

$$n_r = \text{Int}(L/t_r), \quad (9)$$

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

Кожен із ґрунтозачепів, що знаходяться у контакті із ґрунтом, розвиває тягове зусилля ( $P_k$ , рис. 3.2), яке, з урахуванням залежності (9), можна визначити так:

$$P_k = F_k/[2 \cdot \text{Int}(L/t_r)] \quad (10)$$

Прийmemo априорі, що деформації зсуву та зрізу ґрунту ґрунтозачепом здійснює в основному сила  $N_k$  (рис. 3.2), яку, з урахуванням (10), можна визначити із виразу:

$$N_k = P_k \cdot \sin \alpha = F_k \cdot \sin \alpha / [2 \cdot \text{Int}(L/t_r)], \quad (11)$$

де  $\alpha$  – кут відхилення ґрунтозачепа від поздовжньої осі колісного рушія.

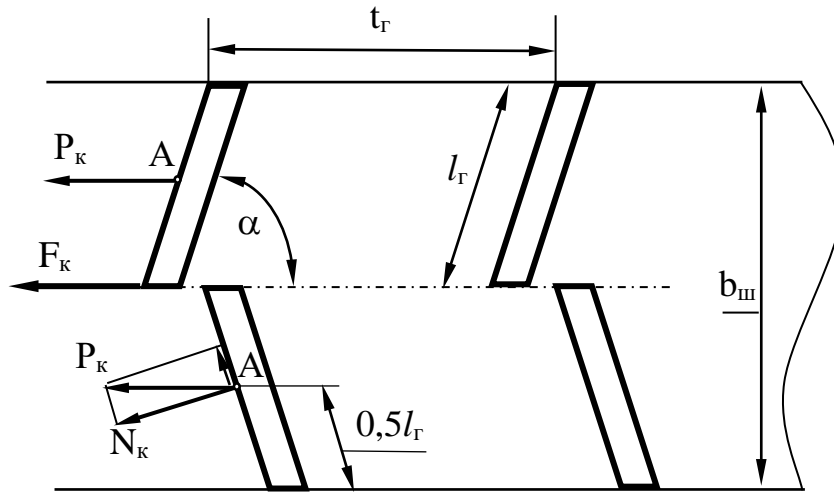


Рис.3.2. Розрахункова схема сил, які через шину передаються на ґрунт

Ця сила у горизонтальній площині створює тиск:

$$Q_d = N_k / (l_r \cdot h_r), \quad (12)$$

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

Із рис. 3.2 випливає, що

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

З урахуванням цього, а також залежностей (11) та (12), умова (8) приймає наступний вид:

$$Q_{\max} \geq \frac{F_k \cdot \sin^2 \alpha}{2 \cdot \text{Int}(L/t_r) \cdot b_{ш} \cdot h_r} \quad (13)$$

У отриманій умові (13) невідомою є дотична сила тяги колісного рушія  $F_k$ . Для її визначення найкраще підходить залежність, запропонована науковцем В.В. Гуськовим [20]:

$$F_k = \frac{f_{ск} \cdot k_{\tau} \cdot G}{\delta \cdot L} \cdot \left[ \text{lnch} \frac{\delta \cdot L}{k_{\tau}} - f_{пр} \cdot \left( \frac{1}{\text{ch} \frac{\delta \cdot L}{k_{\tau}}} - 1 \right) \right] + 2 \cdot \tau_{сп} \cdot \frac{h_r \cdot L}{t_r}, \quad (14)$$

де  $f_{ск}$  – коефіцієнт тертя ковзання;

$k_{\tau}$ ,  $\tau_{сп}$  – коефіцієнт деформації і модуль зрізу ґрунту відповідно;

$G$ ,  $\delta$  – вертикальне навантаження на колісний рушій і його буксування;

$f_{пр}$  – приведений коефіцієнт тертя.

Підставивши вираз для сили  $F_k$  із (14) у формулу (13), отримаємо залежність, яка зв'язує буксування колісного рушія з тим тиском, який він створює у горизонтальній, а не у вертикальній площині:

$$[Q_{\max}] \geq \left\{ \frac{f_{ск} \cdot k_{\tau} \cdot G}{\delta \cdot L} \cdot \left[ \text{lnch} \frac{\delta \cdot L}{k_{\tau}} - f_{пр} \cdot \left( \frac{1}{\text{ch} \frac{\delta \cdot L}{k_{\tau}}} - 1 \right) \right] + 2 \cdot \tau_{сп} \cdot \frac{h_r \cdot L}{t_r} \right\} \cdot \frac{\sin^2 \alpha}{\text{Int}(L/t_r) \cdot b_{ш} \cdot h_r} \quad (15)$$

Далі проаналізуємо ті складові, які входять до отриманого виразу (15). За даними [3] коефіцієнт деформації ґрунту  $k_\tau$  з достатньою для практики точністю можна визначити із виразу

$$k_\tau = 0,4 \cdot t_r$$

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

Для визначення довжини п'ятна контакту шини з опорною поверхнею В.В.Гуськов запропонував наступну залежність:

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

де  $R_k$  – статичний радіус колеса;

$h$  – глибина колії, яку формує колісний рушій.

За даними [20] 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 [14]:

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

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

Для розрахунку коефіцієнтів  $f_{п}$  і  $f_{ск}$  пропонуються залежності, отримані Надикто В.Т. шляхом апроксимації експериментальних даних, викладених у [13]:

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

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

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

В кінцевому рахунку граничне буксування колісного рушія ( $\delta_{max}$ ) з урахуванням обмеження його тиску на ґрунт може бути визначене із наступної системи рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} L &= R_k \cdot \{ \arctg[f_k \cdot (1 - f_k^2)^{0,5} / (0,5 - f_k^2)] + 2 \cdot f_k^2 \}; \\ k_\tau &= 0,4 \cdot t_r; \\ q &= [G / (b_{ш} \cdot L)] \cdot 10^{-6}. \\ f_{п} &= 5,95 + 27,83 \cdot q - 23,9 \cdot \sqrt{q}; \\ f_{ск} &= 2,25 + 7,25 \cdot q - 6,96 \cdot \sqrt{q}, \\ f_{пр} &= 2,55 \cdot [(f_{п} - f_{ск}) / f_{ск}]^{0,825}; \\ [Q_{max}] &\geq \left\{ \frac{f_{ск} \cdot k_\tau \cdot G}{\delta_{max} \cdot L} \cdot \left[ \ln ch \frac{\delta_{max} \cdot L}{k_\tau} - f_{пр} \cdot \left( \frac{1}{ch \frac{\delta_{max} \cdot L}{k_\tau}} - 1 \right) \right] + 2 \cdot \tau_{сп} \cdot \frac{h_r \cdot L}{t_r} \right\} \cdot \frac{\sin^2 \alpha}{\text{Int}(L / t_r) \cdot b_{ш} \cdot h_r} \end{aligned} \right\} (16)$$

У цій системі рівнянь величини  $G$ ,  $t_r$ ,  $h_r$ ,  $b_{ш}$ ,  $R_k$  і  $\alpha$  – конструктивні параметри того чи іншого колісного рушія. Їх значини є відомими для трактора будь-

якого тягового класу. В подальших наших розрахунках зупинимося на трьох із них, а саме: 5, 3 і 1,4<sup>1</sup>.

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.

Значини конструктивних параметрів  $G$ ,  $t_r$ ,  $h_r$ ,  $b_{ш}$ ,  $R_k$  і  $\alpha$  для рушіїв колісних тракторів тягових класів 5, 3 і 1,4 приймемо такими, які визначені їх технічними характеристиками (табл. 3.3).

Таблиця 3.3

Конструктивні параметри колісних рушіїв порівнюваних енергетичних засобів

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

Величини  $f_k$  і  $\tau_{cp}$ , які входять до системи рівнянь (16), репрезентують ґрунтове середовище. При виборі їх значень будемо виходити із наступних міркувань. За даними [3] величина  $\tau_{cp}$  для суглинків знаходиться у межах 1260÷1940 Н/м, а для супісків – 1500÷2600 Н/м. Як показали попередні розрахунки, зміна  $\tau_{cp}$  навіть в діапазоні 1260÷2600 Н/м впливає тільки на десяті долі значини буксування колісного рушія. Тому для подальших розрахунків приймемо  $\tau_{cp}$  як середнє із діапазону, що є спільним для суглинків і для супісків:  $(1500 + 1940)/2 = 1720$  Н/м.

Як уже підкреслювалося вище, найбільшій деформації зсуву та зрізу зазнає ґрунт, підготовлений до сівби, для якого  $f_k = 0,16 \div 0,20$  [11]. Поряд з цим, досить розповсюдженим агротехнічним фоном є злущена стерня, для якої коефіцієнт опору коченню змінюється в межах 0,12...0,16 [11]. З урахуванням цього для подальшого аналізу приймаємо значину  $f_k = 0,16$ , яка є спільною для обох агротехнічних фонів - злущеної стерні та поля, підготовленого до сівби.

Насамкінець спробуємо визначитися із величиною  $Q_{max}$ . Вищезгаданий ДСТУ 4521:2006 регламентує два періоди польових робіт: весняний і літньо-

<sup>1</sup> у тракторів цього тягового класу розглядаються тільки задні рушії

осінній. Для подальших розрахунків прийемо саме перший із них, коли ґрунт є найбільш вразливим відносно деформацій зсуву та зрізу. Для вказаного періоду за помірно ущільненої ( $0,9 \dots 1,0 \text{ г/см}^3$ ) будови агрофону і його вологості  $0,4 \dots 0,5 \text{ НВ}$  значина допустимого максимального тиску ходових систем тракторів на ґрунт не повинна перевищувати  $160 \text{ кПа}$ . Саме цю значину  $Q_{\max}$  і прийемо за вихідну.

Розв'язок системи рівнянь (16) показав, що з урахуванням обмеження тиску на ґрунт на рівні  $160 \text{ кПа}$  трактори тягових класів 1,4; 3 і 5 повинні мати граничне буксування **15%, 12% і 9%** відповідно. В концептуальному плані це виглядає так: чим менший тяговий клас трактора, тим меншим має бути  $\delta_{\max}$  його рушіїв.

Щоб проаналізувати отриманий результат, розглянемо залежність буксування колісного рушія  $\delta_{\max}$  від тих конструктивних параметрів, які входять до системи рівнянь (16), тобто  $G$ ,  $t_r$ ,  $h_r$ ,  $b_{\text{ш}}$ ,  $R_k$  і  $\alpha$ . Для прикладу візьмо рушій трактора тягового класу 5 (серія К-744).

Як показують дослідження системи рівнянь (16), на величину граничного буксування рушія дуже мало впливає його радіус ( $R_k$ , рис. 3.3).

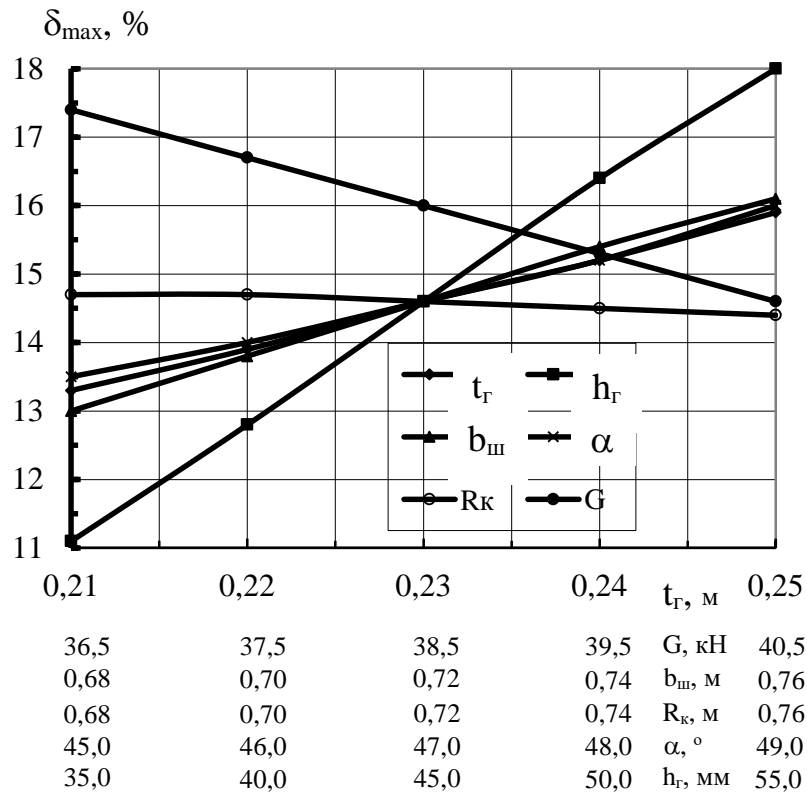


Рис. 3.3. Залежність максимально допустимого буксування рушіїв трактора тягового класу 5 від параметрів шини ( $b_{\text{ш}}$ ,  $t_r$ ,  $h_r$ ,  $\alpha$ ), радіуса кочення колеса ( $R_k$ ) та вертикального навантаження на нього ( $G$ )

Такий результат обумовлений тим, що від зміни цього параметра залежить лише довжина п'ятна контакту шини з опорною поверхнею -  $L$ . А вона, як свідчать розрахунки, при варіюванні величини радіуса колеса  $R_k$  у прийнятому нами діапазоні  $0,72 \pm 0,04 \text{ м}$  змінюється несуттєво.



Збільшення таких конструктивних параметрів рушія, як  $t_r$ ,  $b_{ш}$  і  $\alpha$  допускає більшу значину його граничного буксування (див. рис. 3.3). Водночас, інтенсивність їх впливу на величину  $\delta_{max}$  незначна і практична однакова.

Зростання вертикального навантаження на шину ( $G$ ) спонукає до зменшення величини граничного буксування рушія. В принципі такий результат теж цілком логічний, оскільки, як випливає із залежності (14), при збільшенні величини  $G$  відповідним чином зростає значина дотичної сили  $F_R$ . А це, як показує залежність (11), призводить до збільшення сили  $N_K$ , а в кінцевому рахунку - до зростання тиску бокової поверхні ґрунтозачепу на ґрунт [див. формулу (12)].

Найбільш суттєвий вплив на величину граничного буксування рушія здійснює висота ґрунтозачепу  $h_r$  (див. рис. 3.3). Чим вона більша, тим більшим може бути  $\delta_{max}$ . І це цілком закономірно, тому що вказана зміна параметра  $h_r$  обумовлює збільшення площі опорної поверхні ґрунтозачепа, що сприяє зменшенню його тиску на ґрунтове середовище.

Характери впливу конструктивних параметрів рушія на величину  $\delta_{max}$  для тракторів тягових класів 1,4 і 3 окремо розглядати немає потреби, оскільки в якісному плані вони є аналогічними вище описаному.

Аналіз значин конструктивних параметрів рушіїв порівнюваних енергетичних засобів показує, що найбільш суттєво вони відрізняються лише двома – шириною шини  $b_{ш}$  і допустимим вертикальним навантаженням  $G$  (див. табл. 3.3).

У нашому випадку за різної значини максимального вертикального навантаження на шину ( $G$ , див. табл. 3.3) 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  $\delta_{max}$  для даних енергетичних засобів за параметром  $G$  практично відсутня.

Якісно інший і суттєво відчутний кількісний вплив на  $\delta_{max}$  здійснює ширина рушія  $b_{ш}$ . При її зменшенні допустима величина буксування  $\delta_{max}$  має прийматися теж меншою і навпаки (рис. 3.4).

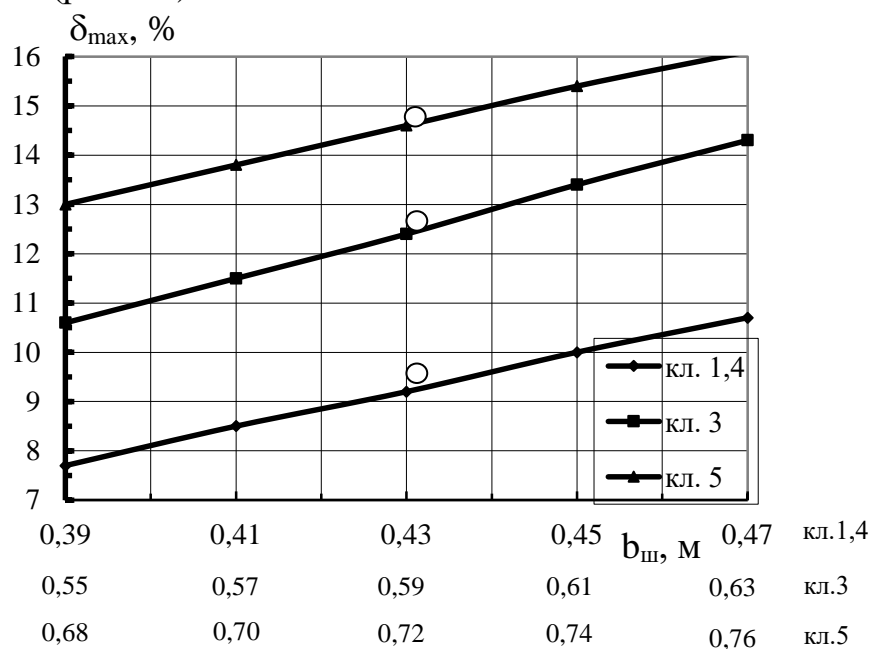


Рис. 3.4. Залежність максимально допустимого буксування рушіїв колісних тракторів різних тягових класів від ширини шини

Такий результат можна пояснити наступним чином. Чим менша ширина шини, тим меншою є довжина її ґрунтозачепа  $l_r$ . А оскільки це, як випливає із виразу (12), призводить до збільшення тиску  $Q_d$ , то зростає ймовірність порушення умови (13).

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 (див. рис. 3.4): 15%, 12% і 9% - відповідно.

Слід підкреслити, що ці  $\delta_{max}$  визначено за максимального тиску ( $q$ ) рушіїв на ґрунт у вертикальній площині. Дійсні значини ( $q_d$ ) 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;
- 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. 3.3) можуть використовуватися лише у літньо-осінній період польових робіт при рівноважному ущільненні ґрунту  $1,2 \dots 1,3$  г/см<sup>3</sup> і його вологості  $0,4 \dots 0,5$  НВ. Згідно з вимогами ДСТУ 4521:2006 величина  $Q_{max}$  в цьому випадку може бути не більшою за 210 кПа, а  $\delta_{max}$ , як показують наші розрахунки, - не повинна перевищувати 20%. Для тракторів тягових класів 3 та 1,4 робота при роботі у літньо-осінній період максимально допустиме буксування рушіїв становить 16% і 13% відповідно [5,11,21,22].

У весняний період польових робіт трактори тягового класу 5 можна використовувати лише за умови застосування подвоєння шин рушіїв. 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 випливає із аналізу виразу (14), відповідним чином зменшується буксування рушіїв.

На практиці може виявитися, що дійсні значини 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 конструктивним заходом стосовно лише шин заднього мосту.

Слід підкреслити, що при подвоєнні шин рушіїв порушення умови (13) можливе за значно більшого буксування. За розрахунками для тракторів тягового класу 5 і 3  $\delta_{max}$  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 у роботі .

## ВИСНОВКИ

1. На підставі застосування нових методичних підходів до визначення мінімального і максимального значень усього експлуатаційного діапазону тягових зусиль тракторів, лінійного характеру зміни їх буксування від розвиненого тягового зусилля встановлено, що новий типаж колісних тракторів для України мають становити енергетичні засоби 5-ти тягових класів: 0,6; 1,1; 1,8; 3 і 5. Збільшення кожної із цих цифр рівно в 10 разів показує номінальне тягове зусилля трактора ( $P_{кр.н}$ ) у кН. Діапазон зміни цього параметра для кожного енергетичного засобу певного тягового класу змінюється в межах  $P_{кр.н}^{+20\%}$ – $P_{кр.н}^{-10\%}$ .
2. Запропонований типаж тракторів, за винятком тягового класу 5, практично реалізовується на основі тих моделей енергетичних засобів, які виготовляються на Харківському тракторному і Південному машинобудівному (м. Дніпро) заводах та збираються Товариством з обмеженою відповідальністю «Укравтозапчастина» (м. Київ).
3. Проблемне питання тракторів тягового класу 5 може бути вирішене або придбанням таких енергетичних засобів за кордоном, або використанням (там, де це доцільно) гусеничних тракторів вітчизняного виробництва марок ХТЗ-181 і ХТЗ-280Т.
4. Для запобігання руйнування структури ґрунту у весняний період польових робіт максимально допустиме буксування ( $\delta_{max}$ ) колісних рушіїв тракторів тягових класів 5, 3 і 1,4 повинно бути 15%, 12% і 9% відповідно. У осінньо-літній період значини  $\delta_{max}$  можуть бути більшими і відповідно становити 20%, 16% і 13%.
5. Колісні трактори тягового класу 5, обладнані одинарними штатними шинами, можуть використовуватися на польових роботах тільки у осінньо-літній період. Для експлуатації навесні вони обов'язково мають бути обладнані подвоєними шинами. Застосування цього конструктивного рішення доцільне для усіх колісних енергетичних засобів.

## СПИСОК ПОСИЛАНЬ

1. Надикто В.Т. Енергонасиченість тракторів та шляхи її реалізації // Техніка і технології АПК. 2011. № 9. Р. 8–11.
2. Надикто В.Т. Роль модульних енергосредств в формировании типажа тракторов в Украине // Тракторы и сельхозмашины. 2010. № 6. Р. 22–25.
3. Надикто В.Т. Роль енергонасыщенности тракторов в формировании их типажа // Тракторы и сельхозмашины. 2012. № 3. Р. 16–21.
4. Надикто В.Т. Роль енергонасыщенности тракторов в формировании их типажа // Тракторы и сельхозмашины. 2012. № 3. Р. 16–21.
5. Безуглий М.Д. et al. Чи потрібен Україні типаж тракторів // Вісник аграрної науки. 2009. № 7. Р. 55–58.
6. Кутьков Г.М. et al. Модульное энерготехнологическое средство МЭС-300 кл. 3-5 // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 1998. № 2. Р. 16–20.
7. Адамчук В.В. et al. Теоретичне обґрунтування типуажу колісних сільськогосподарських тракторів для України // Вісник аграрної науки. Національна академія аграрних наук України, 2017. № 1. Р. 43–47.
8. Надикто В. Методика визначення потужності двигуна сільськогосподарського трактора // Техніка і технології АПК. 2014. № 1. Р. 7–9.
9. Надикто В., Кюрчев В. Перспективи зростання продуктивності роботи машинно-тракторного агрегата // Техніка і технології АПК. 2018. № 7. Р. 26–31.
10. Надикто В.Т., Генев О.І., Аюбов А.М. Аналіз рівноваги заднього та фронтального плугів у поздовжньо-вертикальній площині // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. 2003. № 21. Р. 105–112.
11. Надикто В. Визначення максимального буксування колісних рушіїв з урахуванням обмеження їх тиску на ґрунт // Техніка і технології АПК. 2014. № 7. Р. 34–38.
12. Кутьков Г.М. et al. Выбор рациональной схемы агрегатирования мобильного энергетического средства с плугом // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 1990. № 3. Р. 21–23.
13. Надикто В.Т. Снижение энергозатрат пахотными МТА на основе МЭС // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 1996. № 10. Р. 8–11.
14. Надикто В., Рогач Ю., Ковбаса В. Ще раз про Till та No-till // Пропозиція. 2009. № 5. Р. 96–98.
15. Надикто В.Т. Орно-удобрювальний агрегат // Ukr. Farmer. 2011. № 9. Р.

22–23.

16. Надикто, В.Т. et al. Перспективы использования трактора ХТЗ-120 // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 1995. № 10. Р. 15–18.
17. Надикто В.Т. Перспективное направление создания комбинированных и широкозахватных МТА // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2008. № 3. Р. 26–30.
18. Надикто В., Величко О. Означення точки оптимуму кривої та спосіб її визначення // Техніка і технології АПК. 2014. № 2. Р. 16–18.
19. Bulgakov V.V. et al. Investigation of draft coefficient of efficiency of wheeled tractor // 15th International scientific conference “Engineering for rural development”: proceedings, Jelgava, Latvia. 2016. Vol. 2016-Janua. Р. 1036–1041.
20. Guskov V.V. et al. Tractory: Theory. Moscow: Mashinostroeniye (in Russian), 1988. 376 p.
21. Надикто В. Проблеми баластування колісних тракторів // Техніка і технології АПК. Український науково-дослідний інститут прогнозування та випробування техніки..., 2013. № 2. Р. 7–9.
22. Nadykto V., Arak M., Olt J. Theoretical research into the frictional slipping of wheeltype undercarriage taking into account the limitation of their impact on the soil // Agron. Res. Estonian Research Institute of Agriculture, 2015. Vol. 13, № 1. Р. 148–157.