

О.Ю. РЕБРОВ, Б.І. КАЛЬЧЕНКО, О.М. РЕБРОВА

ВИЗНАЧЕННЯ КІНЕМАТИЧНОЇ НЕВІДПОВІДНОСТІ ПРИВОДІВ КОЛІС ТРАКТОРА З УРАХУВАННЯМ ПОКАЗНИКІВ ШИН

Наведений аналіз формування величини кінематичної невідповідності приводів коліс трактора з урахуванням показників тракторних сільськогосподарських шин. Показано, що кінематична невідповідність формується внаслідок сумарного впливу внутрішнього передавального числа трансмісії та значень довжини окружності кочення шин переднього та заднього ведучих мостів. Встановлено, що дійсні значення довжини окружності кочення в межах груп шин, відповідно до індексу довжини окружності кочення, мають широкі інтервали значень. Це може спричинити більш широкий інтервал варіювання величини випередження передніх ведучих коліс по відношенню до задніх, а в деяких випадках навіть циркуляцію потужності. Для шин, що мають довжину окружності кочення, яка наближається до верхньої або нижньої межі інтервалу в рамках індексу окружності кочення, а також комплектування трактора такими шинами при несприятливому співвідношенні довжини окружності кочення передніх та задніх шин величина випередження передніх шин буде виходити за рамки інтервалу 1,01...1,05, що рекомендується. Показано, що величина випередження передніх шин може становити як 0,982, так і 1,074. Оскільки, навіть, застосування необхідної для конкретного трактора різниці індексів окружності кочення задніх і передніх шин не гарантує рекомендоване значення величини випередження передніх шин, необхідно в обов'язковому порядку її визначати розрахунковим шляхом та перевіряти в експлуатації експериментально.

Ключові слова: колісний трактор, довжина окружності кочення шини, тракторна шина, кінематична невідповідність приводів коліс

А.Ю. РЕБРОВ, Б.И. КАЛЬЧЕНКО, Е.М. РЕБРОВА

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКОГО НЕСООТВЕТСТВИЯ ПРИВОДОВ КОЛЕС ТРАКТОРА С УЧЕТОМ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ШИН

Представлен анализ формирования величины кинематического несоответствия приводов колес трактора с учетом показателей тракторных сельскохозяйственных шин. Показано, что кинематическое несоответствие формируется в результате суммарного влияния внутреннего передающего числа трансмиссии и значений длины окружности качения шин переднего и заднего ведущих мостов. Установлено, что действительные значения длины окружности качения внутри групп шин, согласно индексу длины окружности качения, имеют широкие интервалы значений. Это может вызвать более широкий интервал варьирования величины опережения передних ведущих колес по отношению к задним, а в некоторых случаях даже циркуляцию мощности. Для шин, имеющих длину окружности качения, приближающуюся к верхней или нижней границе интервала в рамках индекса окружности качения, а также комплектовании трактора такими шинами при неблагоприятном соотношении длины окружности качения передних и задних шин величина опережения передних шин будет выходить за рамки интервала 1,01...1,05, что рекомендуется. Показано, что величина опережения передних шин может составлять как 0,982, так и 1,074. Поскольку даже применение необходимой для конкретного трактора разницы индексов окружности качения задних и передних шин не гарантирует рекомендуемое значение величины опережения передних шин, необходимо в обязательном порядке ее определять расчетным путем и проверять в эксплуатации экспериментально.

Ключевые слова: трактор колесный, длина окружности качения шины, тракторная шина, кинематическое несоответствие приводов колес

O. REBROV, B. KALCHENKO, O. REBROVA

DETERMINATION OF THE KINEMATIC LEAD/LAG RATIO OF TRACTOR WHEEL DRIVES TAKING INTO ACCOUNT TIRE INDICATORS

An analysis of the formation of the value of the kinematic lead/lag ratio of the tractor wheel drives is presented, taking into account the indicators of tractor agricultural tires. It is shown that the kinematic lead/lag ratio is formed as a result of the total influence of the internal gear ratio of the transmission and the values of the rolling circumference of the tires of the front and rear drive axles. It has been established that the actual values of the rolling circumference within tire groups, according to the rolling circumference index (RCI), have wide ranges of values. This can cause a wider range of

kinematic lead/lag ratio variation of the front drive wheels, and in some cases even power circulation. For tires with a rolling circumference approaching the upper or lower limit of the interval within the rolling circumference index, as well as equipping the tractor with such tires, with an disadvantageous combination of the rolling circumference of the front and rear tires, the kinematic lead/lag ratio will go beyond the interval 1.01...1.05 which is recommended. It is shown that the kinematic lead/lag ratio can be either 0.982 or 1.074. Since even the use of the difference between the rolling indexes of the rear and front tires necessary for a particular tractor does not guarantee the recommended value of the lead of the front tires, it is imperative to determine it by calculation and check it experimentally in operation.

Key words: wheeled tractor, tire rolling circumference, tractor tire, kinematic lead/lag ratio of wheel drives.

Вступ. Високоєфективна експлуатація колісних тракторів визначається якістю процесу взаємодії з зовнішнім середовищем. Типовими умовами експлуатації сільськогосподарських колісних тракторів є виконання тягових та тягово-привідних технологічних операцій при взаємодії з ґрунтовим середовищем. Конструкція ходової системи та схема колісного рушія повинна забезпечувати мінімум шкідливих втрат потужності та високий рівень експлуатаційних властивостей трактора. Одним з негативних факторів, що знижує загальний ККД трактора є процес циркуляції потужності у валопроводі трансмісії, який виникає внаслідок кінематичної невідповідності та різних окружних (теоретичних) швидкостей в плямі контакту передніх та задніх шин трактора з опорною поверхнею [1, 2]. Для нівелювання таких негативних процесів на сучасних конструкціях тракторів передній міст підключається при буксуванні шин заднього моста 1,3-3,0% [3]. Тому визначення чинників і факторів, що безпосередньо впливають на формування кінематичної невідповідності становить непересічний науковий інтерес.

Аналіз останніх досягнень та публікацій. Всі типорозміри тракторних шин розподілені на 50 груп [4-10] за довжиною окружності кочення RC (Rolling circumference – окружність кочення). Кожна група має свій індекс RCI (Rolling circumference index – індекс окружності кочення). При проектуванні ходових систем колісних тракторів різниця індексів RCI становить 0...6 [10]. В ході аналізу вибірки тракторів провідних закордонних виробників обсягом понад 600 одиниць, які присутні на Європейському ринку [3], встановлені дані щодо RCI передніх та задніх шин. Встановлено, що трактори комплектуються передніми шинами з RCI в інтервалі 28...49, а задніми шинами – з RCI в інтервалі 36...50 (на рис. 1).

Найбільш популярні задні шини з індексом RCI = 45, але більший інтерес викликає різниця ΔRCI задніх і передніх шин тракторів, результати аналізу якої наведені на рис. 2. Найбільш вживаною є різниця $\Delta RCI = 5$ задніх і передніх шин тракторів (42,4%), $\Delta RCI = 6$ (19,6%) та $\Delta RCI = 4$ (13,4%). Загалом найбільш типова різниця $\Delta RCI = 4...6$ задніх і передніх шин тракторів становить 75,4% (загалом 450 тракторів, рис. 2, а).

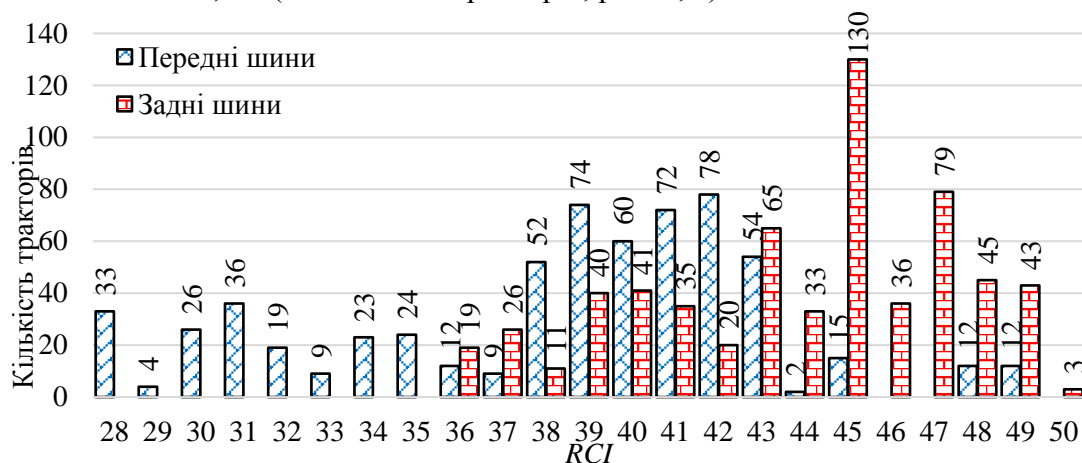


Рис. 1 – Вживаність шин з відповідним RCI на тракторах провідних світових виробників

Решта тракторів – це трактори особливої конструкції як, наприклад JCB Fastrac серій 4000 та 8000 з $\Delta RCI = 2$, тобто з передніми і задніми шинами близького зовнішнього діаметру.

Трактори з $\Delta RCI = 7 \dots 9$ мають суттєву різницю в діаметрах передніх і задніх шин та потужність двигуна до 80-90 кВт (рис. 2, б). Це трактори спеціального призначення, зазвичай підвищеною енергонасиченістю понад 20 кВт/т, які призначені для роботи в садах, виноградниках, де потрібний вкрай маленький радіус розвороту та реалізація основної частини потужності двигуна не на тягову операцію, а на привід технологічного обладнання. Ця задача вирішується, у тому числі, й зменшенням діаметру передніх шин по відношенню до задніх, причому доля таких тракторів в загальносвітовому модельному ряді сягає майже чверті

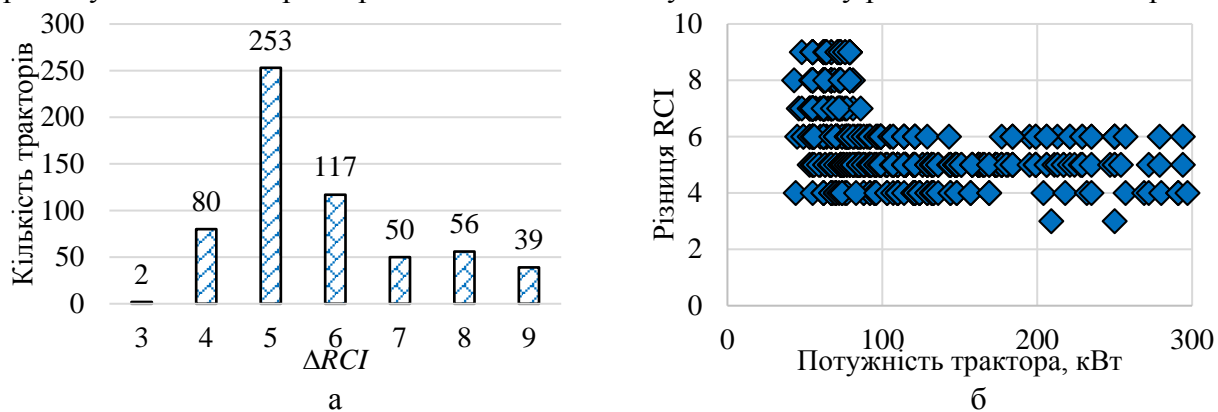


Рис. 2 – Кількісні показники тракторів з відповідною різницею ΔRCI : а – кількість тракторів з відповідною різницею ΔRCI ; б – залежність різниці ΔRCI від потужності трактора

Були встановлені можливі варіанти застосування здвоєних та зтроєних шин на основі протоколів випробувань в тракторній лабораторії університету Небраски в США [11] (рис. 3).

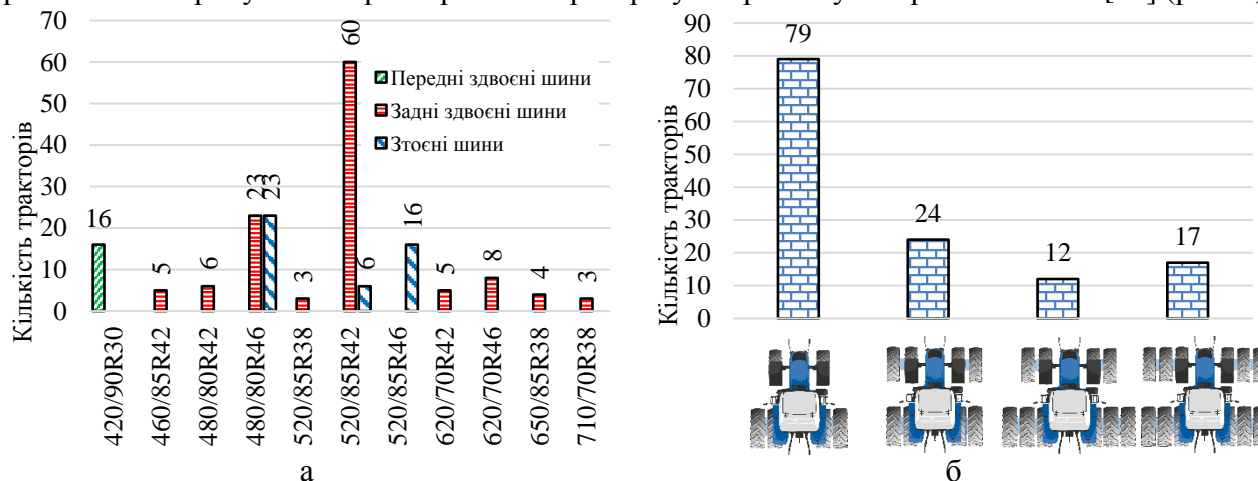


Рис. 3 – Дані щодо здвоєння і зтроєння тракторних шин:

а – кількісні дані по типорозмірам шин; б – кількісні дані по колісним системам

Найбільш поширені для здвоєння та зтроєння шини з шириною профілю 480-520 мм (рис. 3, а), що пояснюється можливістю використовувати здвоєні шини для міжрядного обробітку деяких культур з широкими міжряддями при відповідному налаштуванні колії. Слід також відзначити, що переважна більшість типорозмірів шин, наведених на рис. 3, а, є спеціально розробленими для здвоєння та мають специфічні великі посадкові діаметри 42-46 дюймів. Якщо розглянути варіанти колісних систем (рис. 3, б), то переважну більшість займають трактори зі здвоєними лише задніми шинами, на яких при подальшому баластуванні можуть здвоюватися передні шини та зтроюватися задні. Варіант зі зтроєними задніми та передніми шинами використовується виключно для тракторів 4К46 (4WD).

Мета та постановка задачі дослідження. Метою дослідження є огляд факторів та чинників, що впливають на процес виникнення кінематичної невідповідності у плямі контакту шин повнопривідних тракторів з опорною поверхнею, і, як наслідок циркуляції потужності у

приводах ведучих мостів, а також принципів комплектування повнопривідних тракторів шинами для забезпечення необхідного ступеня забігання коліс переднього моста.

Основний матеріал та результати дослідження. При заміні шино-комплектів в експлуатації або при модернізації колісних систем тракторів необхідно виконувати перевірку щодо забігання переднього ведучого моста. Ця перевірка спрямована на те, щоб впевнитися у відсутності погіршення керованості та стійкості руху трактора внаслідок некоректної кінематичної невідповідності в приводах ведучих мостів. В нормальних експлуатаційних умовах шини переднього мосту завжди повинні вести або забігати по відношенню до задніх шин незалежно від сили тяги на гаку, але за умови коректного рівня внутрішнього тиску в шинах. Для цього необхідно виконання умови [10] ведення переднього мосту:

$$K_{Lead} = \frac{RC_1 \cdot u_v}{RC_2} \geq 1,01 \dots 1,05 \quad (1)$$

де RC_1, RC_2 – довжина окружності кочення передніх та задніх шин, відповідно;
 u_v – внутрішнє передавальне число трансмісії в приводі від заднього мосту до переднього.

Інша інтерпретація формули (1) полягає в тому, що коефіцієнт буксування шин переднього моста повинен перевищувати коефіцієнт буксування шин заднього моста на величину не менше ніж:

$$\delta_1 - \delta_2 = K_{Lead} - 1 = 0,01 \dots 0,05 \quad (2)$$

Для реалізації забігання переднього моста на величину $0,01 \dots 0,05$ необхідно, щоб внутрішнє передавальне число трансмісії u_v розраховувалось з використанням геометричної прогресії з множителем $q = 1,054$:

$$u_v = 1,025 \cdot q^{(RC_2 - RC_1)} \quad (3)$$

де RC_1, RC_2 – індекси довжини окружності кочення передніх та задніх шин, відповідно.

Таким чином, навіть для тракторів з однаковими передніми та задніми шинами в трансмісії повинно бути реалізовано забігання шин переднього моста на величину $0,025$.

На практиці виконати перевірку забігання шин переднього моста не складно. Для цього перевіряється тиск повітря в шинах, і регулюється відповідно до рекомендацій виробника. Далі вибирають ділянку горизонтальної рівної опорної поверхні з твердим покриттям довжиною $75 \dots 100$ м. На передні та задні шини наносять радіальні мітки в нижній частині (рис. 4), а також мітку на опорну поверхню біля задніх шин. В ході тесту вимикають привід переднього моста та їдуть трактором вперед рівно 10 обертів передніх шин. Потім вмикають привід переднього моста та їдуть заднім ходом поки задня шина, відповідно мітки, не досягне свого вихідного положення. При цьому мітка на передньому колесі повинна займати положення в передній частині шини у секторі, наведеному на рис. 4, що забезпечить забігання шин переднього моста на величину $1,010 \dots 1,050$ та виконання умови (1).

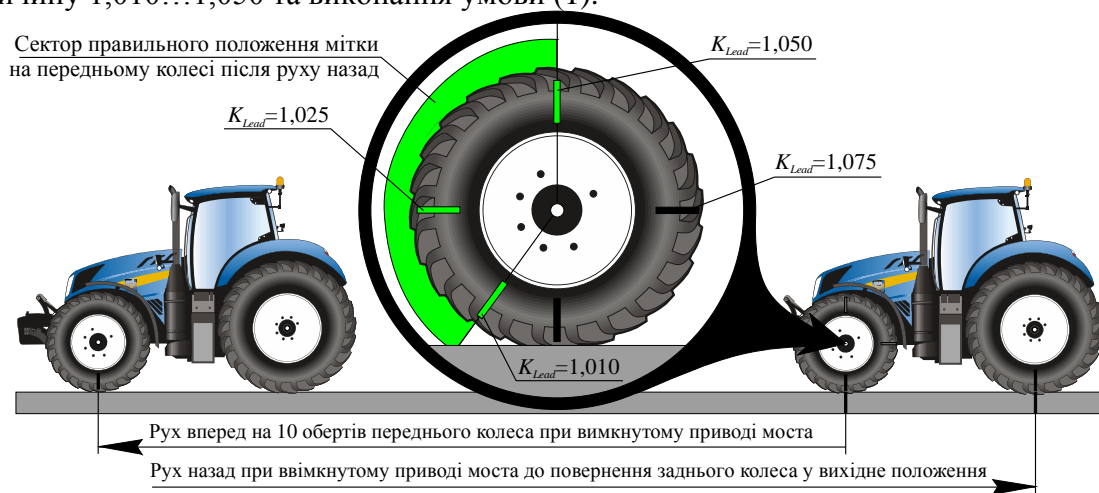


Рис. 4 – Схема для визначення забігання шин переднього моста

У разі повного приводу для тракторів 4К4а (MFWD) або 4К4б (4WD), при двох потоках потужності в трансмісії до ведучих мостів трактора виникає питання визначення загального ККД трансмісії і розподілу потоків потужності між приводами переднього і заднього ведучих мостів. Загальний ККД трансмісії визначається, виходячи з існуючих потоків потужності, і, при відсутності циркуляції потужності, дорівнює:

$$\eta_{\text{тр}} = \eta_{\text{тр}0} \cdot (\eta_{\text{тр}1} \cdot \lambda_1 + \eta_{\text{тр}2} \cdot \lambda_2) \quad (4)$$

де $\eta_{\text{тр}0}$ – ККД ділянки трансмісії до розгалуження потоків потужності;

$\eta_{\text{тр}1}$, $\eta_{\text{тр}2}$ – ККД ділянок трансмісії після розгалуження;

λ_1 , λ_2 – частки потужності, які передаються до передніх і задніх ведучих мостів.

Частки потужності двигуна, які передаються до передніх і задніх ведучих мостів визначаються зі співвідношень:

$$\lambda_1 = N_{e1} / N_e; \quad \lambda_2 = N_{e2} / N_e; \quad \lambda_1 + \lambda_2 = 1 \quad (5)$$

Схема потоків потужності представлена на рис. 5, а. Ефективна потужність двигуна розвивається відповідно до його завантаження за потужністю і розподіляється по ведучим мостам у співвідношенні λ_1/λ_2 , при цьому на передній міст йде потужність N_{e1} , а на задній – N_{e2} . Перетворюючись в трансмісії трактора, частина потужності втрачається на тертя $N_{\text{тр}1}$ і $N_{\text{тр}2}$ та надходить до передніх і задніх ведучих коліс: $N_{\text{к}1}$ і $N_{\text{к}2}$. В результаті буксування реалізується дотична сила тяги трактора, а частина потужності втрачається на буксування (відбувається зниження швидкості руху) у вигляді втрат: $N_{\delta 1}$ і $N_{\delta 2}$. Тому, на озов передається потужність N_{o1} і N_{o2} , яка представляє собою множення дотичній сили тяги (як для потужності $N_{\text{к}1}$ і $N_{\text{к}2}$) та дійсної швидкості руху (замість теоретичних швидкостей у потужності $N_{\text{к}1}$ і $N_{\text{к}2}$). Далі частина потужності N_{o1} і N_{o2} витрачається на подолання опору перекочування трактора у вигляді складових N_{f1} і N_{f2} . В результаті всіх втрат залишається корисна потужність $N_{\text{кр}}$, що характеризує досконалість трактора як тягового засобу.

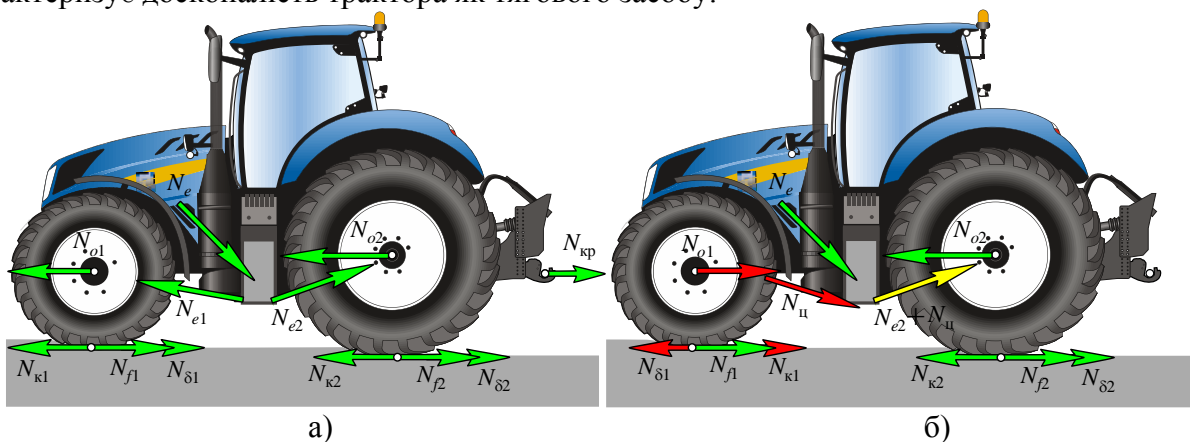


Рис. 5 – Схема потоків потужності повнопривідного трактора:

а – при відсутності циркуляції потужності; б – з циркуляцією потужності

При малих силах тяги і великій кінематичній невідповідності окружних (теоретичних) швидкостей ведучих коліс різних мостів трактора можлива циркуляція потужності. Виникнення циркуляції потужності зручно з'ясувати на прикладі трактора 4К4б (4WD), у якого шини передніх коліс, зазвичай, більше навантажені і можуть мати менший внутрішній тиск. У цьому випадку радіус задніх коліс буде суттєво більше передніх. Це обумовлено меншим радіальним навантаженням і великим тиском повітря в шині. При блокованому приводі виникають різні окружні швидкості в зоні плями контакту передніх і задніх шин, що викликає підвищене буксування шин моста, що має більшу швидкість в зоні контакту, і юз шин моста, який працює в гальмівному режимі. В результаті такого процесу виникає циркуляція потужності в контурі: «пляма контакту випереджаючих коліс з ґрунтом – озов трактора – пляма контакту відстаючих коліс з ґрунтом – трансмісія – пляма контакту випереджаючих

коліс з ґрунтом» (рис. 5, б). Циркуляція потужності супроводжується додатковими втратами потужності в трансмісії і ходовій системі та істотно знижує ККД трансмісії трактора.

Визначимо умову виникнення циркуляції потужності в трансмісії трактора. Дійсна швидкість руху переднього і заднього мостів однакова і дорівнює швидкості руху остова:

$$V_{T1} \cdot (1 - \delta_1) = V_{T2} \cdot (1 - \delta_2) \quad (6)$$

Теоретична окружна швидкість в зоні контакту дорівнює:

$$V_{T1} = (\omega/u_1) \cdot r_{k1}; \quad V_{T2} = (\omega/u_2) \cdot r_{k2} \quad (7)$$

Розділимо (6) на V_{T2} з урахуванням (7):

$$\frac{r_{k1}}{u_1} \cdot \frac{u_2}{r_{k2}} \cdot (1 - \delta_1) = (1 - \delta_2); \quad k_H \cdot (1 - \delta_1) = (1 - \delta_2) \quad (8)$$

де k_H – коефіцієнт кінематичної невідповідності.

Щоб визначити умову виникнення циркуляції потужності, припустимо, що відстає міст – передній, а забігає – задній, а ознакою циркуляції потужності є негативна сила тяги на колесах відстаючого моста та їх юз, тоді:

$$k_H = V_{T1} / V_{T2} < 1; \delta_1 < 0 \quad (9)$$

Враховавши (8), з (9) отримуємо умову циркуляції потужності при відставанні переднього і забіганні заднього мосту:

$$k_H < 1; \delta_2 < 1 - k_H \quad (10)$$

Аналогічно отримуємо умову циркуляції потужності при відставанні заднього і забіганні переднього мосту:

$$k_H > 1; \delta_1 < 1 - 1/k_H \quad (11)$$

Враховуючи, що коефіцієнт кінематичної невідповідності знаходиться в інтервалі 0,95...1,05, тобто не більше, ніж на 5% відрізняється в експлуатації від 1, отримуємо з (10) і (11), що циркуляція можлива при малому буксуванні випереджаючого моста до 5%, при цьому відстаючий міст має негативне буксування (юз) в межах до 1,5%. Згідно конструктивних особливостей трансмісій і відповідно до обраних типорозмірів коліс трактора, існують різні варіанти внутрішнього передавального числа приводу від заднього до переднього моста u_v або співвідношення передавальних чисел в приводах ведучих мостів [11] (табл. 1).

Величина u_v пов'язана зі співвідношенням ведучих коліс заднього і переднього ведучих мостів за довжиною окружності кочення або індексом окружності кочення RCI [12]. Світові виробники проектують приводи між осями трактора таким чином, щоб різниця ΔRCI в індексах окружності кочення ведучих коліс становила, зазвичай, від 0 до 6 (табл. 1).

Таблиця 1 – Варіанти внутрішнього передавального числа приводу від заднього до переднього моста (u_v) та співвідношень довжини окружності кочення ($q^{\Delta RCI}$)

ΔRCI	$u_v = u_2/u_1$	$q^{\Delta RCI}$
6	1,403	1,371
5	1,332	1,301
4	1,264	1,234
3	1,199	1,171
2	1,139	1,111
1	1,080	1,054
0	1,025	1

Тому, при заміні одних типорозмірів шин на інші одним із обов'язкових умов є дотримання встановленої для даного трактора величини ΔRCI . Співвідношення середніх значень довжини окружності кочення RC (4.1) для двох суміжних груп за індексом RCI становить $q = 1,054$ (4.3), тобто розбивка шин на групи за індексом RCI здійснена за геометричною прогресією. Тому, номінальне (середнє) значення довжини окружності RC_{RCI} для групи RCI можна визначити за

емпіричною залежністю:

$$RC_{RCI} = 494 \cdot q^{RCI} \quad (12)$$

Величина забігання шин переднього моста K_{Lead} (1), з урахуванням номінальної (середньої) довжини окружності RC_{RCI} :

$$K_{Lead} = \frac{u_v}{q^{\Delta RCI}} = \frac{1,025 \cdot q^{\Delta RCI}}{q^{\Delta RCI}} = 1,025 \quad (13)$$

Тобто при реалізації внутрішнього передавального числа в приводах ведучих мостів u_v , відповідно до табл. 1, буде забезпечена середня величина забігання коліс переднього моста в інтервалі 1,00...1,05 при розрахунковій середній величині для групи RCI довжини окружності кочення RC_{RCI} . Кожна група RCI має допуск на довжину окружності кочення RC_{RCI} , який становить $\pm 0,2 \cdot RCI$ (табл. 2). Не всі шини відповідають конкретній групі RCI . Такі шини або взагалі не класифікуються по RCI , або все ж таки зараховуються до однієї з груп (табл. 2). Відповідно (12) максимальне та мінімальне значення довжини окружності кочення:

$$RC_{RCI \min} = 494 \cdot q^{RCI-0,2} \quad (14)$$

$$RC_{RCI \max} = 494 \cdot q^{RCI+0,2} \quad (15)$$

Величина K_{Lead} забігання переднього моста для найгіршого співвідношення найменшої в групі окружності кочення для переднього моста $RC_{RCI \min}$ та найбільшої – для заднього $RC_{RCI \max}$, або, навпаки, найбільшої в групі окружності кочення для переднього моста $RC_{RCI \max}$ та найменшої – для заднього $RC_{RCI \min}$:

$$K_{Lead \min} = u_v \cdot \frac{RC_{RCI \min}}{RC_{RCI \max}} = u_v \cdot \frac{494 \cdot q^{RCI-0,2}}{494 \cdot q^{RCI+0,2}} = \frac{u_v \cdot q^{-0,4}}{q^{\Delta RCI}} = 1,025 \cdot q^{-0,4} = 1,004 \quad (16)$$

$$K_{Lead \max} = u_v \cdot \frac{RC_{RCI \max}}{RC_{RCI \min}} = u_v \cdot \frac{494 \cdot q^{RCI+0,2}}{494 \cdot q^{RCI-0,2}} = \frac{u_v \cdot q^{0,4}}{q^{\Delta RCI}} = 1,025 \cdot q^{0,4} = 1,047 \quad (17)$$

Таким чином, групи RCI та їх допуски забезпечують забігання переднього моста $K_{Lead} = 1,004 \dots 1,047$ при виборі рекомендованих внутрішніх передавальних чисел в приводах ведучих мостів u_v , відповідно до табл. 1.

Однак, зважаючи на те, що з номенклатури наявних шин не всі задовольняють допускам груп $\pm 0,2 \cdot RCI$ на довжину окружності кочення RC (табл. 2), перевірка умови (1) є обов'язковою, а в експлуатації зі зносом ґрунтозачепів шин необхідно перевіряти відсоток забігання шин переднього моста за схемою, наведеною на рис. 4.

Таблиця 2 – Розрахункові і дійсні значення довжини окружності кочення RC для груп тракторних шин, відповідно індексу RCI

RCI	За геометричним рядом			Дійсні значення	
	$RC_{RCI \text{ном}}$ (11)	$RC_{RCI \min}$ (13)	$RC_{RCI \max}$ (14)	$RC_{RCI \min}$	$RC_{RCI \max}$
	мм	мм	мм	мм	мм
37	3458	3422	3495	3404	3556
38	3645	3607	3683	3581	3734
39	3842	3801	3882	3759	3962
40	4049	4007	4092	3962	4140
41	4268	4223	4313	4166	4394
42	4498	4451	4546	4394	4623
43	4741	4691	4791	4623	4826
44	4997	4945	5050	4826	5156
45	5267	5212	5323	5156	5385
46	5551	5493	5610	5385	5690
47	5851	5790	5913	5715	5969
48	6167	6103	6232	5994	6248
49	6500	6432	6569	6325	6553
50	6851	6779	6923	6730	6890



Рис. 6 – Величини теоретичних та дійсних інтервалів довжини окружності кочення RC по групам шин з різними індексами довжини окружності кочення RCI

Довжина окружності кочення RC вимірюється виробниками при номінальній (максимальній) радіальній навантазі та номінальному (максимальному) внутрішньому тиску, тобто в точці універсальної характеристики $[p_{\max}, Q_{\max}]$:

$$RC = RC_{[p_{\max}, Q_{\max}]} \quad (18)$$

Довжина окружності кочення RC для одного типорозміру різних виробників може суттєво відрізнятись, як і основні розміри шини. Один і той самий типорозмір різних шин одного виробника теж може відрізнятись за довжиною окружності кочення RC за рахунок різного типу протектору і, як наслідок, висоти ґрунтозацепів, наприклад:

$$RC_{R-1} < RC_{R-1W} \quad (19)$$

Дані табл. 1 свідчать про те, що, навіть для приводу трактора з однаковими ведучими колесами ($\Delta RCI=0$) рекомендується несиметричний привід з $u_v = 1,025$. Така рекомендація забезпечує забігання коліс переднього ведучого моста в діапазоні експлуатаційних навантаж на шину, що поліпшує керованість і знижує ймовірність циркуляції потужності в блокованому приводі. Однак, для тракторів 4К4а дотримання зазначеної рекомендації не гарантує забігання коліс переднього мосту, оскільки згруповані за індексами окружності кочення RCI тракторні шини можуть мати досить значну різницю в довжині окружності кочення в межах групи.

З огляду на вище зазначене, нами були розраховані, з використанням співвідношень (16) та (17), значення коефіцієнту K_{Lead} при найгіршому співвідношенні довжини окружностей кочення передніх та задніх шин (табл. 3 та 4) для дійсних мінімальних та максимальних значень довжини окружності кочення в кожній групі (табл. 2) та відповідних можливих у застосуванні різниць ΔRCI в межах 1...9. Отримані дані свідчать, що при найгіршому співвідношенні довжини окружностей кочення: при найменшій в групі у передніх шин та найбільшій – у задніх, не тільки не забезпечується забігання передніх коліс ($K_{Lead.min} > 1,01$), а виникає їх юз. При цьому, при різних значеннях різниці ΔRCI коефіцієнт $K_{Lead.min}$ завжди менше одиниці (табл. 3). Середнє значення $K_{Lead.min}$ по всіх розглянутих співвідношеннях становить 0,982.

Таблиця 3 – Значення коефіцієнту $K_{Lead.min}$ при найгіршому співвідношенні довжини окружностей кочення передніх та задніх шин (RC , мм), яке сприяє юзу передніх коліс

	RCI_2	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50
RCI_1	RC	3556	3734	3962	4140	4394	4623	4826	5156	5385	5690	5969	6248	6553	6890
37	3404		0,985	0,979	0,986	0,979	0,981	0,990	0,978	0,987	0,984				
38	3581			0,976	0,985	0,977	0,979	0,988	0,974	0,985	0,982	0,987			
39	3759				0,981	0,974	0,975	0,985	0,971	0,979	0,978	0,983	0,990		
40	3962					0,974	0,976	0,984	0,971	0,980	0,977	0,983	0,990	0,995	
41	4166						0,973	0,983	0,969	0,978	0,975	0,979	0,987	0,992	0,995
42	4394							0,983	0,971	0,978	0,976	0,981	0,987	0,993	0,996

закінчення таблиці 3

43	4623								0,968	0,978	0,974	0,979	0,986	0,990	0,994
44	4826								0,968	0,966	0,969	0,976	0,981	0,983	
45	5156									0,979	0,984	0,989	0,995	0,997	
46	5385										0,974	0,982	0,985	0,988	
47	5715											0,988	0,993	0,995	
48	5994												0,988	0,991	
49	6325													0,991	
50	6730														

Таблиця 4 – Значення коефіцієнту $K_{Lead,max}$ при найгіршому співвідношенні довжини окружностей кочення передніх та задніх шин (RC , мм), яке сприяє юзу задніх коліс

	RC_2	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50
RC_1	RC	3404	3581	3759	3962	4166	4394	4623	4826	5156	5385	5715	5994	6325	6730
37	3556		1,072	1,077	1,076	1,079	1,078	1,079	1,091	1,077	1,086				
38	3734			1,073	1,018	1,075	1,019	1,076	1,031	1,073	1,027	1,075			
39	3962				1,080	1,083	1,081	1,083	1,094	1,078	1,090	1,082	1,087		
40	4140					1,073	1,073	1,074	1,084	1,070	1,079	1,073	1,078	1,077	
41	4394						1,080	1,083	1,092	1,077	1,087	1,079	1,086	1,084	1,074
42	4623							1,080	1,091	1,075	1,085	1,077	1,082	1,082	1,072
43	4826								1,080	1,066	1,075	1,067	1,072	1,070	1,062
44	5156									1,080	1,091	1,082	1,087	1,086	1,075
45	5385										1,080	1,018	1,077	1,021	1,066
46	5690											1,075	1,081	1,079	1,069
47	5969												1,075	1,075	1,063
48	6248													1,067	1,057
49	6553														1,052
50	6890														

При розгляді іншого випадку при найгіршому співвідношенні довжини окружностей кочення: при найменшій в групі у задніх шин та найбільшій – у передніх (табл. 4) виникає надмірне забігання коліс переднього моста ($K_{Lead,max} > 1,05$). Середнє значення $K_{Lead,max}$ по всіх наведених співвідношеннях становить 1,074.

Таким чином, номенклатура типорозмірів тракторних сільськогосподарських шин, їх показників та характеристик свідчить про необхідність обов'язкової перевірки кінематичної невідповідності приводу переднього і заднього мостів.

Висновки. Кінематична невідповідність в приводах ведучих мостів виникає внаслідок реалізації різних окружних (теоретичних) швидкостей в плямах контакту передніх та задніх шин з опорною поверхнею. Для нормального функціонування повнопривідного трактора рекомендується реалізовувати забігання коліс переднього моста 1-5% ($K_{Lead}=1,01 \dots 1,05$). При комплектуванні трактора шинами необхідно обов'язково здійснювати перевірку величини забігання коліс переднього моста, оскільки вибір шин з відповідних груп за індексом окружності кочення RCI та реалізація необхідної різниці ΔRCI не гарантує її виконання, що спричинене досить великим розмахом величини довжини окружності кочення RC в межах групи RCI .

Список літератури

1. Наукове обґрунтування підвищення ефективності колісних рушіїв сільськогосподарських тракторів на енергоємних технологічних операціях обробітку ґрунту: дис. ... д-р техн. наук: 05.22.02 / Ребров Олексій Юрійович. – Харків, 2021. – 423 с.
2. Вибір параметрів шин сільськогосподарських тракторів: монографія / О.Ю. Ребров. – Харків. Видавець: О.А. Мірошніченко, 2021. – 304 с. іл.
3. 264. Agrarheute [Electronic resource] // Agrarheute. – Access mode: www.dlz-agrarmagazin.de. – Date of the application: 15.09.2021.
4. Technical Data Book [Electronic resource] // Michelin. – 2020. – Access mode: www.michelinag.com. – Date of the application: 15.09.2021.

5. Agriculture tires and tracks [Electronic resource] // Firestone. – 2020. – Access mode: www.firestoneag.com. – Date of the application: 15.09.2021.
6. Agricultural tires [Electronic resource] // Titan. – Access mode: www.titan-intl.com. – Date of the application: 15.09.2021.
7. Agricultural tractor tires [Electronic resource] // Trelleborg. – Access mode: www.trelleborg.com. – Date of the application: 15.09.2021.
8. Farm Tires [Electronic resource] // Mitas. – 2019. – Access mode: www.mitasag.com. – Date of the application: 15.09.2021.
9. VX-Tractor radial tyre [Electronic resource] // Bridgestone. – Access mode: www.bridgestone.co.uk. – Date of the application: 15.09.2021.
10. Goodyear Tires [Electronic resource] // Goodyear - Titan International. – Access mode: <https://docplayer.net/87374905-Ag-tires-ag-tires-volume-19-databook-volume-19-goodyear-farm-tires-titan-tires.html>. – Date of the application: 15.09.2021.
11. Test reports // Nebraska tractor test laboratory. – URL: <https://tractortestlab.unl.edu/testreports>.
12. Шины пневматические. Конструкция. Термины и определения : ГОСТ 22374-77. – Москва, 1977. – 42 с

References (transliterated)

1. Naukove obgruntuvannia pidvyshchennia efektyvnosti kolisnykh rushiiv silskohospodarskykh traktoriv na enerhoiemnykh tekhnolohichnykh operatsiakh obrobitku gruntu [Scientific substantiation of increasing of wheeled agricultural tractor's propulsors efficiency on energy intensive technological operations of soil tillage. – Manuscript]: dys. d-r tekhn. nauk: 05.22.02 / Rebrov Oleksii Yuriiovych. – Kharkiv, 2021. – 423 s.
2. Vybir parametriv shyn silskohospodarskykh traktoriv: monohrafiia [Choice of parameters of agricultural tractors tires: monograph] / O.Yu. Rebrov. – Kharkiv. Vydavets: O.A. Miroshnychenko, 2021. – 304 c. il.
3. 264. Agrarheute [Electronic resource] // Agrarheute. – Access mode: www.dlz-agrarmagazin.de. – Date of the application: 15.09.2021.
4. Technical Data Book [Electronic resource] // Michelin. – 2020. – Access mode: www.michelinag.com. – Date of the application: 15.09.2021.
5. Agriculture tires and tracks [Electronic resource] // Firestone. – 2020. – Access mode: www.firestoneag.com. – Date of the application: 15.09.2021.
6. Agricultural tires [Electronic resource] // Titan. – Access mode: www.titan-intl.com. – Date of the application: 15.09.2021.
7. Agricultural tractor tires [Electronic resource] // Trelleborg. – Access mode: www.trelleborg.com. – Date of the application: 15.09.2021.
8. Farm Tires [Electronic resource] // Mitas. – 2019. – Access mode: www.mitasag.com. – Date of the application: 15.09.2021.
9. VX-Tractor radial tyre [Electronic resource] // Bridgestone. – Access mode: www.bridgestone.co.uk. – Date of the application: 15.09.2021.
10. Goodyear Tires [Electronic resource] // Goodyear - Titan International. – Access mode: <https://docplayer.net/87374905-Ag-tires-ag-tires-volume-19-databook-volume-19-goodyear-farm-tires-titan-tires.html>. – Date of the application: 15.09.2021.
11. Test reports // Nebraska tractor test laboratory. – URL: <https://tractortestlab.unl.edu/testreports>.
12. Shyny pnevmatychni. Konstruktsiia. Terminy ta vyznachennia: HOST 22374-77. - Moskva, 1977. - 42 s.

Надійшла (received) 01.10.2021 р.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Ребров Олексій Юрійович (Ребров Алексей Юрьевич, Rebrov Oleksii) – доктор технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри автомобіле- і тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1312-9992>; e-mail: alexrebrov0108@gmail.com

Кальченко Борис Іванович (Кальченко Борис Иванович, Kalchenko Boris) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри автомобіле- і тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3827-1693>; e-mail: kabor78@ukr.net

Реброва Олена Михайлівна (Реброва Елена Михайловна, Rebrova Olena) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри матеріалознавства, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2315-7003>; e-mail: rebrovaem0512@gmail.com