



УДК 631.37:629.114

## ДО ПИТАННЯ ВИБОРУ ШИН СПЕЦІАЛІЗОВАНИХ ШИРОКОКОЛІЙНИХ ЗАСОБІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

Кувачов В.П., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел./факс (0619) 42-12-65, e-mail: kuvachoff@mail.ru

**Анотація** – в роботі представлена методика вибору раціональних параметрів пневматичних шин для ширококолієвих спеціалізованих агрозасобів.

**Ключові слова** – мостовий засіб, технологічна колія, пневматична шина, ККД колеса, опір коченню, раціональний оптимум.

*Постановка проблеми.* Методика вибору шин коліс мобільних енергетичних засобів науково-практичним досвідом добре відпрацьована. Загальновідомо, що експлуатаційне навантаження на пневматичну шину тракторів і сільськогосподарських машин має бути не більшим за його допустиму вантажопідйомність, встановлену ГОСТ 7463-2003 «Шины пневматические для тракторов и сельскохозяйственных машин». З іншого боку, тиск на ґрунт, створений рушіями енергозасобів та машин, не повинен перевищувати норм, регламентованих ДСТУ 4521:2006 «Техніка сільськогосподарська мобільна. Норми дії ходових систем на ґрунт».

Стрімкий розвиток колійної системи землеробства [1] останнім часом в світі переконливо свідчить про широкі перспективи використання, так званих, «мостових тракторів», до яких відносять мостові трактори Доулера, Biotrac, ASA-Lift WS 9600 WS, ЕТС, мостовий засіб ТДАТУ та ін. [2]. Рух останніх по слідах постійної технологічної колії створює дещо інші умови та вимоги до роботи пневматичної шини. Згідно з вимогами до параметрів технологічної колії [3] ґрунт в її зоні повинен бути достатньо ущільненим, що покращує тягово-зчіпні та експлуатаційні властивості сільськогосподарських агрегатів. З цього випливає, що обмеженнями щодо допустимих норм дії ходових систем на ґрунт в зоні технологічної колії можна знехтувати. З іншого боку встановлено [2], що ширина колеса мостового засобу повинна бути якомога меншою. Це зменшує втрати площі поля на технологічну зону. Тому, при створенні мостових засобів сільськогоспо-



дарського призначення актуальним є питання вибору оптимального навантаження на колесо та раціонального підбору шин.

*Аналіз останніх досліджень.* Класична теорія колісного рушія свідчить [4], що збільшення розмірів шини (зовнішнього діаметру  $D_0$  и ширини профілю  $b_{\text{ш}}$ ) при однаковому вертикальному навантаженні  $G_{\text{н}}$  на шину приводить до покращення тягово-зчіпних властивостей мобільного енергозасобу. Оскільки зменшується сила опору коченню  $F_{\text{спр}}$  за рахунок утворення колії і зминання ґрунту рушієм, збільшується дотична сила тяги  $F_{\text{к}}$  за рахунок збільшення площі опорної поверхні. До того ж, покращується і його прохідність (зменшується питомий тиск рушіїв на ґрунт, збільшується дорожній просвіт). Разом з тим, збільшення розмірів шини (при  $G_{\text{н}} = \text{const}$ ) призводить до збільшення її вартості та ваги трактора.

Раціонально підібрані шини по діаметру  $D_0$ , ширині  $b_{\text{ш}}$ , тиску повітря в шині  $p_{\text{ш}}$  дозволяють покращити ККД самого колеса  $\eta_{\text{к}}$ .

*Формулювання цілей статті.* Метою досліджень є підвищення ефективності використання мостових засобів сільськогосподарського виробництва шляхом покращення тягово-зчіпних якостей шин його провідних коліс.

*Основна частина.* Із теорії взаємодії пневматичного рушія з ґрунтом випливає [4], що при навантаженні  $G_{\text{н}} = \text{const}$  можна підібрати таке колесо, оптимальні розміри шини якого і тиску повітря в ній, дозволить отримати найкращі тягово-зчіпні властивості.

В якості критерію ефективності вибору параметрів пневматичних шин рушіїв мобільних засобів приймемо ККД колеса  $\eta_{\text{к}}$ , яке обчислюють за наступним рівнянням [5]

$$\eta_{\text{к}} = (1 - \delta) \left[ 1 - \frac{F_{\text{спр}}}{F_{\text{к}}} \right], \quad (1)$$

де  $\delta$  – коефіцієнт буксування рушіїв;

$F_{\text{спр}}$  – опір коченню пневматичного колеса;

$F_{\text{к}}$  – дотична сила тяги, яку створює пневматичне колесо.

Згідно поставленої мети вибору оптимальних та раціональних параметрів пневматичних шин рушіїв мостових засобів сільськогосподарського призначення необхідно знайти компромісне рішення, яке передбачає реалізацію наступного алгоритму

$$\begin{aligned} \text{при } G_{\text{н}} = \text{const}; D_0, b_{\text{ш}}, p_{\text{ш}} = \text{var} \text{ де } b_{\text{ш}} \rightarrow \min; p_{\text{ш}} \leq p_{\text{ш max}}; \\ F_{\text{спр}} \rightarrow \min; F_{\text{к}} \rightarrow \text{max}; \eta_{\text{к}} \rightarrow \text{max}. \end{aligned} \quad (2)$$

За умови рівномірного кочення еластичної шини по горизонтальній деформованій опорній поверхні відомо [6], що енергія, яка пе-



редається колесу, витрачається на виконання трьох видів робіт. Останні складають загальну енергію опору коченню колеса: вертикальне зминання ґрунту і утворення ущільнення сліду (колії); пружна деформація ґрунту, що викликає внутрішнє тертя в шині; тертя протектора шини об опорну поверхню в місці її контакту.

Рівняння балансу сил опору коченню колеса при цьому дорівнює

$$F_{\text{спр}} = F_{f_{\text{п}}} + F_{f_{\text{ш}}} + F_{f_{\text{тр}}}, \quad (3)$$

де  $F_{f_{\text{п}}}$ ,  $F_{f_{\text{ш}}}$ ,  $F_{f_{\text{тр}}}$  – сили опору коченню від деформації ґрунту, шини і тертя пружного проковзування.

Розгляд вказаних сил за методикою [6] дозволяє отримати розгорнуту залежність (3) через параметри, що їх визначають, у вигляді

$$F_{\text{спр}} = k_{\text{г}} \cdot b_{\text{ш}} \cdot h_{\text{к}}^2 + k_{\text{ш}} \cdot G_{\text{н}} \cdot (h_{\text{н}}/D_0)^{1/3} + (2/3) \cdot \mu_{\text{п}} \cdot G_{\text{н}} \cdot k_{\text{с}} \cdot h_{\text{н}}/D_0, \quad (4)$$

де  $k_{\text{г}}$  – коефіцієнт об'ємного зминання ґрунту, Н/м<sup>3</sup>;

$h_{\text{к}}$  – глибина колії, м;

$k_{\text{ш}}$  – безрозмірний коефіцієнт, який залежить від матеріалу шини, конструкції її каркасу та інших факторів;

$h_{\text{н}}$  – нормальна деформація (прогин) шини, м;

$\mu_{\text{п}}$  – коефіцієнт тертя протектора шини об опорну поверхню (ґрунт);

$k_{\text{с}}$  – кінематичний коефіцієнт, що враховує форму шини та нахил площини обертання колеса до площини опорної поверхні (ґрунту).

Для визначення параметру  $h_{\text{н}}$  скористуємося рівнянням Р. Хедекеля, а  $h_{\text{к}}$  – В. Надикто [3]:

$$h_{\text{н}} = G_{\text{н}}/2 \cdot \pi \cdot p_{\text{ш}} \cdot (b_{\text{ш}} \cdot D_0)^{1/2},$$

$$h_{\text{к}} = \frac{0,01 \cdot p_{\text{ш}} - 0,0002 \cdot H}{\rho \cdot g} + 4,655 \frac{G_{\text{н}} \cdot \rho \cdot g}{p_{\text{ш}}^2}, \quad (5)$$

де  $\rho$  – щільність ґрунту, кг/м<sup>3</sup>;

$g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;

$H$  – твердість ґрунту, Па.

Максимальну дотичну силу тяги  $F_{\text{к}}$ , яку створює пневматичне колесо, можна визначити за умов достатнього його зчеплення з ґрунтом. Ця сила залежить від коефіцієнта зчеплення і навантаження  $G_{\text{н}}$ , яке прикладене до нього [7]

$$F_{\text{к}} = \psi_{\text{зч}} \cdot G_{\text{н}}, \quad (6)$$

де  $\psi_{\text{зч}}$  – коефіцієнт зчеплення.

Після підстановки (4-6) в (1) і проведення низки математичних перетворень отримуємо рівняння, яке зв'язує ККД пневматичного колеса з його параметрами та властивостями ґрунту

$$\eta_k = (1 - \delta) \cdot \left[ 1 - \frac{k_z \cdot b_{ш} \cdot \left( \frac{0,01 \cdot p_{ш} - 0,0002 \cdot H}{\rho \cdot g} + 4,655 \frac{G_n \cdot \rho \cdot g}{p_{ш}^2} \right)^2}{\psi_{зч} \cdot G_n} - \frac{k_{ш} \cdot G_n^{1/3}}{\psi_{зч} \cdot (2 \cdot \pi \cdot p_{ш})^{1/3} \cdot D_0^{1/2} \cdot b_{ш}^{1/6}} - \frac{\mu_n \cdot k_s \cdot G_n}{3 \cdot \psi_{зч} \cdot \pi \cdot p_{ш} \cdot b_{ш}^{1/2} \cdot D_0^{3/2}} \right]. \quad (7)$$

Далі будемо розрізняти поняття «оптимальні» і «раціональні» параметри пневматичного колеса. Оптимальними пропонуємо називати параметри, які є екстремумом функції (1)

$$\begin{cases} \frac{\partial \eta_k}{\partial D_0} = 0; & \frac{\partial \eta_k}{\partial b_{ш}} = 0; & \frac{\partial \eta_k}{\partial p_{ш}} = 0. \end{cases} \quad (8)$$

А раціональними параметрами є такі, які за вказаним алгоритмом (2) відповідають точкам раціонального оптимуму, формалізація останніх наведена у [8].

Частинні похідні (8) з урахуванням рівняння (7) є такими

$$\begin{cases} \frac{\partial \eta_k}{\partial D_0} = \frac{(1 - \delta)}{2} \left( \frac{A_5}{p_{ш}^{1/3} \cdot D_0^{3/2} \cdot b_{ш}^{1/6}} + \frac{3A_6}{p_{ш} \cdot D_0^{5/2} \cdot b_{ш}^{1/2}} \right), \\ \frac{\partial \eta_k}{\partial b_{ш}} = (1 - \delta) \left( -A_1 \cdot (A_2 \cdot p_{ш} - A_3 + \frac{A_4}{p_{ш}^2})^2 + \frac{A_5}{6 \cdot p_{ш}^{1/3} \cdot D_0^{1/2} \cdot b_{ш}^{7/6}} + \frac{A_6}{2 \cdot p_{ш} \cdot D_0^{3/2} \cdot b_{ш}^{3/2}} \right), \\ \frac{\partial \eta_k}{\partial p_{ш}} = (1 - \delta) \left( -2 \cdot A_1 \cdot A_2^2 \cdot p_{ш} + \frac{2 \cdot A_1 \cdot A_2 \cdot A_4 + A_1 \cdot A_4^2}{p_{ш}^2} + \frac{A_5}{3 \cdot D_0^{1/2} \cdot b_{ш}^{1/6} \cdot p_{ш}^{4/3}} + \frac{A_6}{D_0^{3/2} \cdot b_{ш}^{1/2} \cdot p_{ш}^2} \right), \end{cases} \quad (9)$$

$$\text{де } A_1 = \frac{k_z}{\psi_{зч} \cdot G_n}; \quad A_2 = \frac{0,01}{\rho \cdot g}; \quad A_3 = \frac{0,0002 \cdot H}{\rho \cdot g}; \quad A_4 = 4,655 \cdot G_n \cdot \rho \cdot g;$$
$$A_5 = \frac{k_{ш} \cdot G_n^{1/3}}{\psi_{зч} \cdot (2 \cdot \pi)^{1/3}}; \quad A_6 = \frac{\mu_n \cdot k_s \cdot G_n}{3 \cdot \psi_{зч} \cdot \pi}.$$

Аналіз системи рівнянь (9) свідчить про те, що з позиції пошуку екстремумів першого роду функції  $\eta_k$  за параметрами  $D_0$ ,  $b_{ш}$  і  $p_{ш}$  останні наближаються до нескінченності.

Для пошуку точок раціонального оптимуму побудуємо графічні залежності частинних похідних  $\frac{\partial \eta_k}{\partial b_{ш}} = f(b_{ш})$  (рис. 1) і  $\frac{\partial \eta_k}{\partial D_0} = f(D_0)$  (рис. 2).

Для розрахунку по (9) значення вхідних параметрів були прийняті наступні:  $\psi_{зч} = 0,7$ ;  $\delta_{\max} = 0,14$ ;  $\rho = 1300 \text{ кг/м}^3$ ;  $H = 800 \text{ Па}$ ; де  $k_r = 10^8 \text{ Н/м}^3$ ;  $\mu_{п} = 0,4$ .

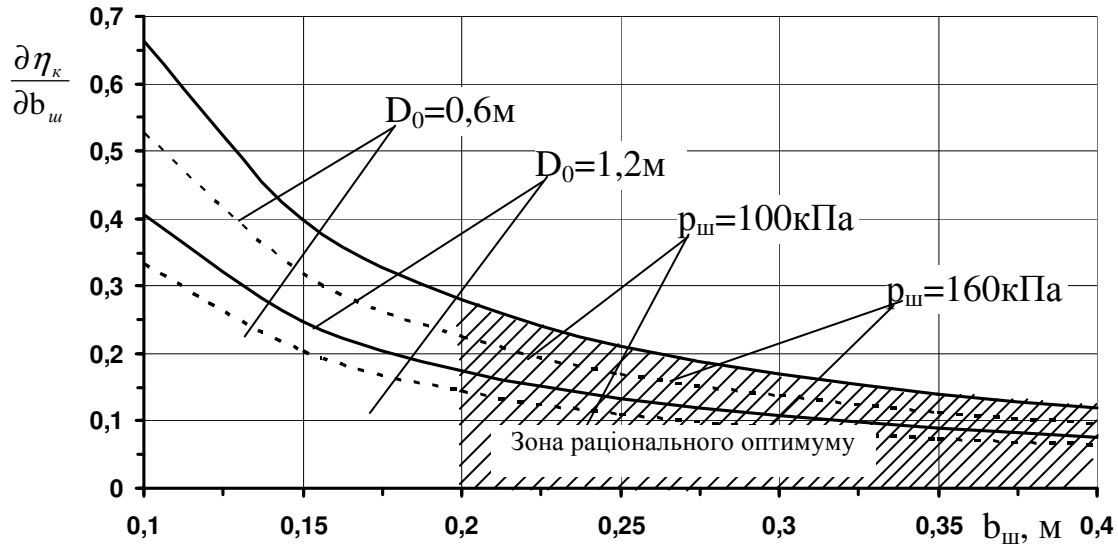


Рис.1. Залежність частинної похідної функції ККД колеса  $\frac{\partial \eta_k}{\partial b_{ш}}$  від ширини його шини  $b_{ш}$  при  $G_H = 10 \text{ кН}$ .

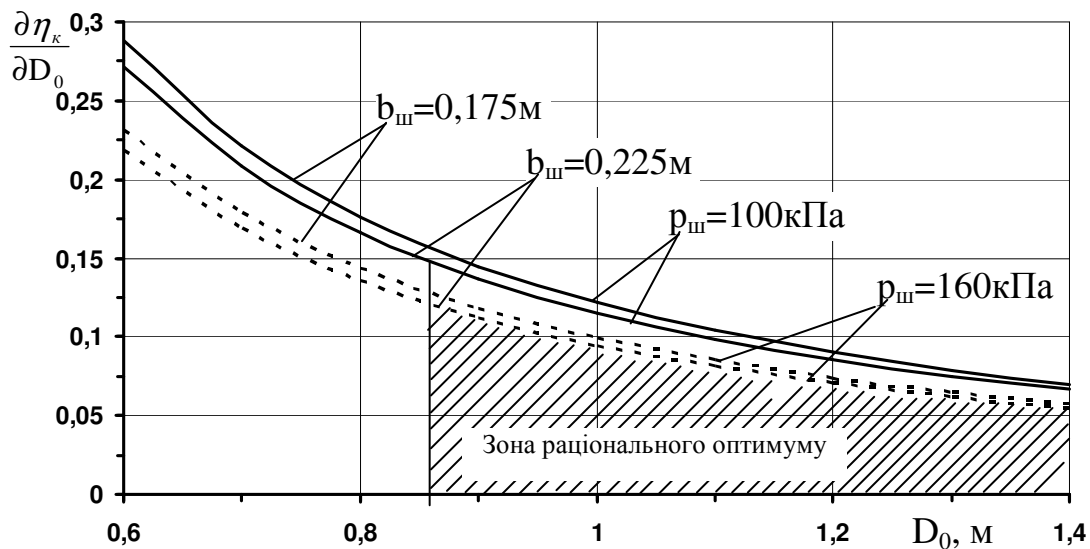


Рис.2. Залежність частинної похідної функції ККД колеса  $\frac{\partial \eta_k}{\partial D_0}$  від його діаметру  $D_0$  при  $G_H = 10 \text{ кН}$ .

Характер функцій побудованих залежностей (рис. 1 та 2) відноситься до двохзонних, криві яких мають точки раціонального оптимуму. Використовуючи методику В. Надикто та О. Величко пошуку точки оптимуму кривої [8] було встановлено, що раціональний оптимум



ширини  $b_{ш}$  (рис. 1) становить в інтервалі 0,175...0,225 м, в залежності від тиску в шині  $p_{ш}$ . При цьому, збільшення останнього з 100 кПа до 160 кПа є бажаним, оскільки наближає частинну похідну функції  $\frac{\partial \eta_k}{\partial b_{ш}}$

до нуля. Тому, за вказаних умов ширина шини повинна становити не менше 0,175 м, що дозволить мати високий ККД її роботи.

Для вказаних значень раціонального оптимуму за параметром  $b_{ш}$  побудована графічна залежність частинної похідної  $\frac{\partial \eta_k}{\partial D_0} = f(D_0)$

(див. рис. 2) свідчить про те, що раціональний оптимум  $D_0$  становить в інтервалі 0,82...0,98 м, в залежності від тиску в шині  $p_{ш}$ . При цьому, збільшення останнього з 100 кПа до 160 кПа також є бажаним, оскільки наближає частинну похідну функції  $\frac{\partial \eta_k}{\partial D_0}$  до нуля. Тому, за вказа-

них умов діаметр шини повинний становити не менше 0,82 м, що дозволить мати високий ККД її роботи.

Запропонована методика пошуку раціональних параметрів пневматичних коліс дозволяє обґрунтовувати типорозміри шин для будь яких мобільних засобів, навіть при здвоюванні коліс.

*Висновок.* При обґрунтуванні параметрів шин коліс мостових засобів сільськогосподарського призначення, рушії яких рухаються по слідах постійної технологічної колії, необхідно вирішувати компромісну задачу. Згідно з якою, з одного боку, ширина профілю шини повинна бути як найменшою, а з іншого – колесо повинно при цьому розвивати максимальний ККД. Вирішення поставленої задачі шляхом аналізу частинних похідних функції ККД колеса дозволяє обґрунтувати точки раціонального оптимуму параметрів пневматичного колеса.

Пошук раціональних параметрів пневматичного колеса для мостового засобу з вертикальним навантаженням на колесо  $G_n = 10$  кН показав, що зона раціонального оптимуму ширини колеса становить від (0,175...0,225) м і більше, а його діаметру – від (0,82...0,98) м і більше. При цьому, збільшення тиску в шині з 100 кПа до 160 кПа є бажаним, оскільки наближає частинні похідні функцій  $\frac{\partial \eta_k}{\partial b_{ш}}$  і  $\frac{\partial \eta_k}{\partial D_0}$  до нуля.

Запропонована методика пошуку раціональних параметрів пневматичного колеса, шляхом аналізу частинних похідних функції його ККД, дозволяє обґрунтовувати типорозміри шин для будь яких мобільних засобів, навіть при здвоюванні коліс.

### *Література.*

1. Controlled Traffic Farming – CTF [Електронний ресурс] // European Ltd: [офіц. веб-сайт] - Режим доступу до ресурсу: [www.controlledtrafficfarming.com](http://www.controlledtrafficfarming.com).



2. *Кувачов В.П.* Землевикористання при облаштуванні поля для роботи енерготехнологічних засобів мостового типу [Електронний ресурс] / *В.П. Кувачов* // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2013. – Вип.1, Т.3. – С. 116-127. Режим доступу до ресурсу: <http://nauka.tsatu.edu.ua/e-journals-tdatu/e-index.html>.

3. *Надикто В.Т.* Колійна та мостова системи землеробства. Монографія / *В.Т. Надикто, В.О. Улексін.* – Мелітополь: ТОВ «Видавничий будинок ММД», 2008. – 270 с.

4. *Гуськов В.В.* Оптимальные параметры сельскохозяйственных тракторов / *В.В.Гуськов.* – М.: Машиностроение, 1996. – 194 с.

5. *Гуськов А.В.* Определение тягово-сцепных качеств шин ведущих колес тракторов / *А.В. Гуськов* // Вестник харьковского Национального автомобильно-дорожного университета. – Харьков: ХНТУСГ, 2007. – Вып. № 37. – С. 19 – 21.

6. *Кутьков Г.М.* Тракторы и автомобили: Теория и технологические свойства / *Г.М. Кутьков* – М.: Колос, 2004. – 504 с.

7. *Третьяк В.М.* Аналіз потужностей, які можуть створювати колісні рушії тягово-транспортних засобів / *В.М. Третьяк, М.В. Лясківський* // Міжвідомчий тематичний науковий збірник ННЦ ІМЕСГ. – К.: ННЦ ІМЕСГ, 2009. – Вип. 93. – С. 247 – 252.

8. *Надикто В.Т.* Означення точки оптимуму кривої та способів її визначення / *В.Т. Надикто, О.В. Величко* // Техніка і технології АПК. – 2014. - №2(53). – С. 16 – 18.

## **К ВОПРОСУ ВЫБОРА ШИН СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫХ ШИРОКОКОЛЕЙНЫХ СРЕДСТВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ**

В.П. Кувачев

**Аннотація** – в роботі представлена методика вибору раціональних параметрів пневматических шин для ширококолейних спеціалізованих агросредств.

## **THE QUESTION SELECTION OF TIRE WIDE SPAN AGRICULTURAL TRACTOR**

V. Kuvachov

### **Summary**

**The paper presents a methodology of choice rational parameters of pneumatic tires for wide span agricultural tractor.**