

на 8,8%. А це на кожному гектарі оброблюваної площі дозволяє заощадити не менше 11,3 грн.

Література

1. Нові мобільні енергетичні засоби України. Теоретичні основи використання в землеробстві: навч. посібник / В.Т. Надикто, М.Л. Крижачківський, В.М. Кюрчев, С.Л. Абдула. – Мелітополь, 2006. – 337 с.

2. Пат. №21932 Україна, МПК⁷ B62D59/00 / В.П.Кувачов, В.М.Кюрчев, Г.М.Кутьков, В.Т.Надикто (Україна).- №u200611188; заявл.23.10.2006; опубл. 10.04.2007; Бюл. №4. – 4 с.

3. Пат. № 32545 Україна, МПК⁷ A01B59/00. Спосіб підвищення прохідності транспортного засобу сільськогосподарського призначення /В.П.Кувачов, В.М.Кюрчев, В.Т.Надикто (Україна). - № u200712159; заявл. 02.11.2007; опубл. 26.05.2008; Бюл. №10. – 6 с.

RECOMMENDATIONS ON IMPROVEMENT OF SMOOTHNESS A COURSE OF MACHINE-TRACTOR UNITS ON THE BASIS OF MODULAR POWER MEANS.

V. Kurchev, V. Nadykto, V. Kuvachov

Summary

The method is stated and the certain recommendations concerning improvement of smoothness a course of machine-tractor units with block-modular construction of power means are presented.

УДК 621.225.001.1

ВИБІР ОПТИМАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДУ

Парченко А.І., д.т.н.

Волошина А.А., к.т.н.

Кюрчев С.В., к.т.н.

Тітов Д.С., інженер

Гаврійський державний агротехнологічний університет

тел. 8 (0619)-42-04-42

e-mail: tia_tgata@bk.ru

Анотація – Робота присвячена вибору оптимальних параметрів об'ємного гідроприводу.

Ключові слова – трансмісія, гідрооб'ємний привод, автомобілі підвищеної прохідності.

Постановка проблеми - Основний критерій оцінки трансмісії - це ступінь відповідності її властивостей з ідеальною трансмісією, що дозволяє постійно завантажувати двигун на максимальну потужність шляхом автоматичного коректування швидкості руху автомобіля відповідно до зміни дорожніх умов. Порівнюючи різні типи трансмісій за основними вимогами, що пропонуються до ідеальних трансмісій (включаючи технічні, конструктивні, економічні, експлуатаційна та ергономічні) можна відзначити, що механічна трансмісія задовольняє 12-ти, гідромеханічна - 21-му, а повнопоточна гідрооб'ємна - 24-м вимогам. Отже, можна затверджувати, що повнопоточний гідрооб'ємний привод рушіїв дуже близький по властивостях до ідеальної трансмісії і стосовно до автомобілів з підвищеною прохідністю він може бути конкурентно здатним у порівнянні з широко розповсюдженою механічною трансмісією.

Під підвищеною прохідністю розуміється здатність автомобіля рухатися по поганих дорогах і бездоріжжю із заданою силою тяги й максимальним тяговим ККД. Тому, вибираючи тип трансмісії, при проектуванні автомобілів підвищеної прохідності, необхідно зробити їхню порівняльну оцінку. З метою порівняння різних типів трансмісій необхідно провести аналіз ККД, що враховує вплив на буксування рушіїв і переключення ходової частини.

Аналіз останніх досліджень – Переваги гідрооб'ємного привода рушіїв автотракторної техніки знайшли відбиття в роботах багатьох авторів [Александров Є.Є., Дідур В.А., Петров Ю.А. і ін.] з яких можна відзначити основні, які істотно поліпшують прохідність транспо-

рtnих засобів, це простота блокування коліс, що знижує буксування рушії і незалежність компонування та дозволяє збільшити дорожній просвіт.

Ціль статті – Підвищення експлуатаційних якостей мобільної сільськогосподарської техніки шляхом гідрофікації їх ходових систем.

Основна частина – За результатами експериментальних досліджень [1,2,3,4] для різних ґрунтових фонів і різних тракторних шин був проведений аналіз зазначених функцій, що показав, що у всьому діапазоні зміни коефіцієнта буксування коліс зв'язок між ними нелінійний. Однак при коефіцієнтах буксування коліс $\delta \leq 20\%$ умова лінійного зв'язку між залежностями $\varphi_n(\delta)$ і $\varphi_z(\delta)$ витримується досить точно.

Оскільки для більшості сільськогосподарських робіт коефіцієнт буксування не повинен перевищувати за агротехнічними вимогами зазначеної величини, то можна вважати, що оптимальним режимом з погляду одержання максимального значення буде режим рівності окружних швидкостей передніх і задніх коліс. Усяке відхилення від цього режиму викличе зниження величини η_δ

Зробимо кількісну оцінку цього зниження для різних умов роботи трактора. Для цього запишемо η_δ у наступному виді:

$$\eta_\delta = \eta_{\delta nom} \eta_{\delta_n \neq \delta_z}, \quad (1)$$

де $\eta_{\delta nom}$ – потенційний ККД буксування (η_δ при $k=1$);

$\eta_{\delta_n \neq \delta_z}$ – коефіцієнт зниження потенційного ККД буксування через нерівність окружних швидкостей коліс.

Для визначення $\eta_{\delta_n \neq \delta_z}$, прийнемо, що зчіпні властивості передніх і задніх коліс однакові, тобто

$$\varphi_n(\delta) = \varphi_z(\delta) = \varphi(\delta). \quad (2)$$

Це допущення не враховує впливи типорозмірів шин, різне зношування їхнього протектора, ущільнення ґрунту передніми колесами (у випадку руху задніх коліс по сліду передніх), тому що воно незначне і їм можна зневажити.

На підставі робіт [3,4,5,6] була проведена апроксимація залежності коефіцієнта використання зчіпної ваги тракторних коліс від коефіцієнта буксування $\varphi(\delta)$ у вигляді полінома

$$\varphi(\delta) = a\delta - b\delta^2. \quad (3)$$

Коефіцієнти апроксимації наведені в таблиці 1.

Таблиця 1

Коефіцієнти апроксимації

Грунтовий фон	<i>a</i>	<i>b</i>
Бетон сухий	10,0	28,0
Стерня	5,8	11,0
Поле, підготовлене під посів	3,8	5,0
Поле під посів підвищеної вологості	2,6	3,4

Прийняті залежності графічно зображені на рис. 1. Ці залежності являють собою середні значення для кожного ґрунтового фону і для конкретних коліс та фону можуть трохи відрізнятися від прийнятих значень.

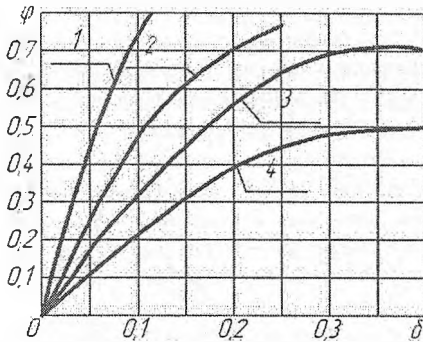


Рис. 1. Прийняті залежності коефіцієнта використання зчипної ваги φ ведучих коліс від коефіцієнта буксування δ : 1 – бетон; 2 – стерня; 3 – поле під посів; 4 – поле під посів підвищеної вологості.

ККД, що враховує буксування коліс, визначається з рівняння:

$$\eta_{\text{пот}} = 1 - \delta_0, \quad (4)$$

де $\delta_0 = \delta_n = \delta_s$.

Тоді з рівнянь (1) і (4) отримаємо

$$h_{\delta_n \neq \delta_s} = \frac{k(1 - \delta_{II})(1 + \lambda)}{(\lambda k + 1)(1 - \delta_0)}. \quad (5)$$

Для визначення величин, що входять у це рівняння, скористаємося рівняннями (2) і (3), після перетворення яких отримаємо

$$\left. \begin{aligned} A_0 + A_1 \delta_{II} + A_2 \delta_{II}^2 &= 0 \\ A_0 &= g_3 a (1-k) - g_3 b (1-k)^2 - \sigma \\ A_1 &= g_{II} + g_3 a k - 2 g_3 b k (1-k) \\ A_2 &= -g_{II} b - g_3 b k^2. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

$$\lambda = \frac{g_{II} (a \delta_{II} - b d_{II}^2)}{\sigma - g_{II} (a \delta_{II} - b d_{II}^2)}; \quad (7)$$

$$\delta_0 = \frac{a - \sqrt{a^2 - 4b\sigma}}{2b}. \quad (8)$$

Аналіз досліджень [4] показав, що зниження ККД (рис. 2), яке враховує буксування коліс, через різницю в їхніх окружних швидкостях невелике і становить, наприклад, для стерні 2...7% від максимального можливого при зміні $k = 0,9 \dots 1,1$ і $\sigma = 0,2 \dots 0,5$.

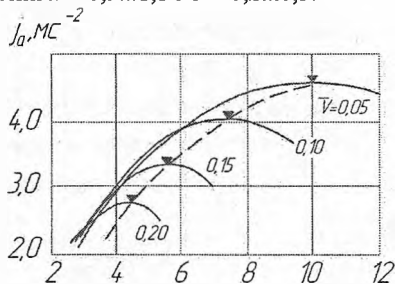


Рис. 2. Визначення максимумів прискорень ($\sigma_2 = 0,01$).

При нульовому буксуванні передніх коліс коефіцієнт $\eta_{\delta_n \neq \delta}$, показує зниження η_δ у трактора із задніми ведучими колесами в порівнянні із трактором, у якого всі колеса ведучі та окружні швидкості передніх і задніх коліс рівні, тобто

$$\delta_{II} = 0, \quad \eta_{\delta_n \neq \delta} = \frac{1 - \delta_3}{1 - \delta_0}. \quad (9)$$

ККД, що враховує втрати на перекочування, дорівнює

$$\eta_f = \frac{P_{KP}}{P_K}, \quad (10)$$

де P_{KP} — тягове зусилля трактора.

Представимо η_f через безрозмірні параметри

$$\eta_f = \frac{G_{II}(\varphi_{II} - f_{II}) + G_3(\varphi_3 - f_3)}{G_{II}\varphi_{II} + G_3\varphi_3} = \frac{g_{II}(\varphi_{II} - f_{II}) + g_3(\varphi_3 - f_3)}{\sigma} \quad (11)$$

де f_{II} і f_3 – коефіцієнти опору коченню передніх і задніх коліс.

У проведених раніше теоретичних роботах по чотирьохколісному приводу допускалося, що коефіцієнти опору коченню коліс f_{II} і f_3 не залежать від переданого ними крутного моменту, тобто від φ_{II} и φ_3 . З огляду на це рівняння (11) бути мати вид

$$\eta_f = \frac{\sigma - f}{\sigma}, \quad (12)$$

$$де \quad f = g_{II}f_{II} + g_3f_3, \quad (13)$$

а коефіцієнти f_{II} і f_3 залежать тільки від вагових навантажень, що діють на відповідні колеса. При цьому було встановлено, що залежно від типу шин передніх і задніх коліс існують певні оптимальні співвідношення їхніх вагових навантажень, при яких коефіцієнт опору коченню всього трактора f досягає найменшого значення [3,7].

Можна припустити, що при прямуванні трактора по ґрунтам, що деформуються зазначені коефіцієнти будуть різні за двома причинами: через ущільнення ґрунту передніми колесами, якщо задні рухаються по їхньому сліду, а також через руйнування передніми колесами, яке особливо помітне при більших коефіцієнтах буксування.

Дослідження [3,4] показали, що опір коченню трактора змінюється незначно при коефіцієнтах буксування коліс менше 20%. Тому надалі приймемо, що коефіцієнт опору коченню трактора не залежить від відношення окружних швидкостей передніх і задніх коліс. У цьому випадку ККД, що враховує втрати на перекочування, буде визначатися за формулою (12).

Проведений аналіз дозволяє зробити висновок, що для одержання максимального ККД ходової частини трактора

$$\eta_{х.ч} = \eta_{\delta}\eta_f \quad (14)$$

необхідно, щоб окружні швидкості передніх і задніх коліс були рівні.

Застосування на тракторах гідрооб'ємного приводу передніх ведучих коліс приводить до значної різниці в ККД трансмісій передніх $\eta_{пр.з}$ і задніх $\eta_{пр.з}$ коліс. Так, дослідженнями [3,8,9] встановлено, що ККД механічної трансмісії задніх коліс на номінальному режимі становить $\eta_{пр.з} = 0,86 \dots 0,93$ для різних типів тракторів, у той час як ККД гідроприводу на 10...20% нижче цієї величини залежно від типу гідромашини [10,11].

Виведемо аналітичну залежність ККД трансмісії трактора $\eta_{пр}$ від відношення окружних швидкостей k передніх і задніх коліс.

У загальному випадку

$$\eta_{TR} = \frac{P_{KP} v_{TP} + P_{K3} v_{T3}}{N_{ДВ}}, \quad (15)$$

де v_{TP} і v_{T3} – теоретичні (окружні) швидкості передніх і задніх коліс;
 $N_{ДВ}$ – поточні значення потужності двигуна.

$$N_{ДВ} = \frac{P_{KP} v_{TP}}{\eta_{TR.П}} + \frac{P_{K3} v_{T3}}{\eta_{TR.З}} = \frac{P_{KP} v_{TP} \eta_{TR.З} + P_{K3} v_{T3} \eta_{TR.П}}{\eta_{TR.П} \eta_{TR.З}}. \quad (16)$$

Тоді рівняння (15) прийме вид:

$$\eta_{TR} = \frac{(P_{KP} v_{TP} + P_{K3} v_{T3}) \eta_{TR.П} \eta_{TR.З}}{P_{KP} v_{TP} \eta_{TR.З} + P_{K3} v_{T3} \eta_{TR.П}}, \quad (17)$$

після перетворень у безрозмірному виді отримаємо:

$$\eta_{TR} = \frac{(k\lambda + 1) \eta_{TR.П} \eta_{TR.З}}{k\lambda \eta_{TR.З} + \eta_{TR.П}}. \quad (18)$$

З рівняння (18) видно, що ККД трансмісії трактора залежить від ККД трансмісій передніх $\eta_{TR.П}$ і задніх $\eta_{TR.З}$ коліс, відношення окружних швидкостей k і відношення дотичних зусиль λ передніх і задніх коліс.

У випадку, якщо $\eta_{TR.П} = \eta_{TR.З}$, рівняння (18) стає тотожністю $\eta_{TR.П} = \eta_{TR.З} = \eta_{TR}$ і ККД трансмісії трактора не залежить від відношення окружних швидкостей.

Викладені вище результати досліджень по складовій тягового ККД дозволяють знайти вираження для його визначення.

Після перетворень формул (14) і (18) отримаємо:

$$\eta_{ТЯГ} = \frac{k(1 - \delta_{П})(1 + \lambda) \cdot \eta_{TR.П} \cdot \eta_{TR.З} \left(1 - \frac{f}{\sigma}\right)}{k\lambda \eta_{TR.З} + \eta_{TR.П}}, \quad (19)$$

Висновки. Тому що основний критерій оцінки трансмісії - це ступінь відповідності її властивостей з ідеальною трансмісією, що дозволяє постійно завантажувати двигун на максимальну потужність шляхом автоматичного коректування швидкості руху автомобіля відповідно до зміни дорожніх умов та порівнюючи різні типи трансмісій за основними вимогами, пропонувані до ідеальних трансмісій, можна затверджувати, що повнопоточний гідрооб'ємний привод рушіїв дуже близький за властивостями до ідеальної трансмісії і стосовно до автомобілів з підвищеною прохідністю він може бути конкурентно здатним у порівнянні з широко розповсюдженою механічною трансмісією.

Література:

1. *Фалькевич Б. С.* Теория автомобиля. - М.: Машгиз, 1963. - 239с.
2. *Зимелев Г. В.* Теория автомобиля. - М.: Машгиз, 1959. - 312с.
3. *Диваков Н.В.* Тягово-скоростные и топливно-экономические качества автомобиля с бесступенчатой передачей / Н.В. Диваков // Автомобильная промышленность.- 1980.- № 11. - С. 23-24
4. *Garner U.* Auslegung von Kraftfahrzeug-Getrieben iach der maximalen mittleren Geschwindigkeit / U. Garner // ATZ.-1969.- 71, N 8.- P. 271-274.
5. *Нарбут А.Н.* Гидротрансформаторы / А.Н. Нарбут. - М.: Машиностроение, 1966.- 216с.
6. *Sohne W.* Allrad – oder Hintwradantrieb bei Ackerschleppern hoher Leistung / W. Sohne // Grundlagen der Landtechnik/-1964.- No. 26.- P. 123-128
7. *Бадалов Я. М.* К вопросу определения оптимального веса комбинированных агрегатов и о рациональном распределении нагрузки на их колеса / Я.М. Бадалов / Труды ЦНИИМЭСХ Нечерноземной зоны СССР.- Минск, 1963.- Т.1.- 235 с.
8. *Малаховский В.Э.* Исследование коэффициента полезного действия тракторных трансмиссий / В.Э. Малаховский / Труды НАТИ. - М., 1954.-вып. 10.- 165 с.
9. Отчет по испытаниям зарубежных тракторов. – «Труды НАТИ». - М.: ОНТИ, 1969. – 123с.
10. *Башта Т. М.* Машиностроительная гидравлика/ Т.М. Башта. - М.: Машгиз, 1963. – 189 с.
11. *Фрумкис И. В.* Исследование объемной трансмиссии универсального сельскохозяйственного трактора: дис....канд. техн. наук / И.В. Фрумкис. - М., 1964.- 198с.
12. *Панченко А.И.* Гидрообъемный привод движителей машин высокой проходимости / А.И. Панченко, В.Н. Кюрчев // Механіка та машинобудування: науково-технічний журнал - 1998 -№2.- С.149-155.
13. *Панченко А.И.* Прогнозирование работоспособности гидроприводов гитобронетанковой техники / А.И. Панченко, В.Н. Кюрчев // Труды Харьковского ДТУСГ. - Харьков, 1999. – С. 21 – 28.

SELECTION OF OPTIMAL PARAMETERS OF POSITIVE-DISPLACEMENT HYDRAULIC DRIVE

A.Panchenko, A. Voloshina, S. Kurchev, D. Titov

Summary

The article covers the questions of optimal parameters selection of positive-displacement hydraulic drive.