

Расчеты показывают, что с увеличением высоты подвеса плуга происходит уменьшение опорных реакций в шарнирах механизма навески: с 127241 до 87557 Н для опорного шарнира Π_{07} – изменение на 31,5 %; с 79631 до 59173 Н для опорного шарнира Π_{67} – изменение на 25,3 % и с 47751 до 29210 Н для опорного шарнира Π_{56} – изменение на 38,7 %.

Таким образом, рассмотренная методика позволяет определять опорные реакции при постоянных значениях параметров звеньев механизма навески. Изменения геометрических параметров (длин звеньев и координат их точек крепления) механизма навески позволит определять оптимальные опорные реакции в узловых шарнирах, особенно в условиях динамических нагрузок при выполнении технологических процессов обработки почвы с различными параметрами удельного сопротивления.

Л и т е р а т у р а

1. Попов, В. Б. Математическое моделирование подъемно-навесных устройств мобильных энергетических средств / В. Б. Попов. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2016. – 251 с. : ил.
2. Попов, В. Б. Влияние параметров механизма навески и плуга на тягово-энергетические показатели пахотного агрегата // Вестник Гомельского государственного технического университета имени П. О. Сухого. – Гомель. – 2013. – № 4 (55). – С. 58–64.

УДК 631.3

К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СКОРОСТЕЙ ОТНОСИТЕЛЬНОГО СКОЛЬЖЕНИЯ И ВРЕМЕНИ СРАБАТЫВАНИЯ ФРИКЦИОНОВ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ ЭНЕРГОНАСЫЩЕННЫХ МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГОСРЕДСТВ

С. И. Кирилюк

Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», Республика Беларусь

Научный руководитель М. Ю. Целуев

Рассмотрен расчет скоростей относительного скольжения фрикционов коробок передач энергонасыщенных мобильных энергосредств.

Ключевые слова: коробка перемены передач, гидроподжимная муфта коробки передач, фрикцион, коэффициент трения.

ON THE QUESTION OF DETERMINING THE SPEEDS OF RELATIVE SLIP AND THE REACTION TIME OF FRICTIONS OF GEARBOXES OF ENERGY-SATURATED MOBILE POWER VEHICLES

S. I. Kirilyuk

Sukhoi State Technical University of Gomel, Republic of Belarus

Scientific supervisor M. Yu. Tseluev

The calculation of the speeds of relative slip of clutches of gearboxes of energy-saturated mobile power vehicles is considered.

Keywords: gearbox, hydraulic clutch of gearbox, clutch, friction coefficient.

Объектом исследований являлась коробка передач с гидроподжимными муфтами. Коробка передач (трактора «Беларус-3522»), 24F + 12R с переключением передач под нагрузкой (типа «POWER SHIFT») обеспечивает 24 передачи переднего хода и 12 передач заднего хода. Переключение диапазонов производится путем перемещения зубчатых муфт, расположенных в диапазонном редукторе с использованием муфты сцепления, а переключение передачи – с помощью электрогидроуправляемых фрикционных муфт, размещенных в корпусе сцепления. Сдвоенная и одинарная гидроподжимные фрикционные муфты (рис. 1) предназначены для переключения передач под нагрузкой без использования муфты сцепления. Между ведущими находятся ведомые диски с металлокерамическими накладками и внутренними шлицами, которыми они соединяются со шлицевыми венцами шестерен нечетных и четных передач. Пакет из восьми фрикционных и семи стальных дисков замыкается опорными дисками, фиксируемыми стопорными кольцами. Переключение передач в КП осуществляется посредством многодисковых фрикционов (рис. 1). Включение фрикциона производится подачей рабочей жидкости в его гидроцилиндр, осуществляющий сжатие фрикционных дисков для получения необходимого момента трения. Команды на переключение передач формирует комплексная электронная система управления трансмиссией КЭСУ, а непосредственно реализуют их электрогидрораспределители переключения передач. При работе фрикциона выделяется теплота равна работе совместной парами трения $Q = A = M_T \cdot \omega_{ck} \cdot t_{cp}$, (1), где M_T – момент трения Нм; ω_{ck} – относительная угловая скорость скольжения дисков, рад/с; t_{cp} – время срабатывания фрикциона. Высокие уровни мощности двигателей энергонасыщенных мобильных энергосредств приводят к необходимости применения соответствующих фрикционных материалов для обеспечения требуемой энергоемкости и износостойкости фрикционов.

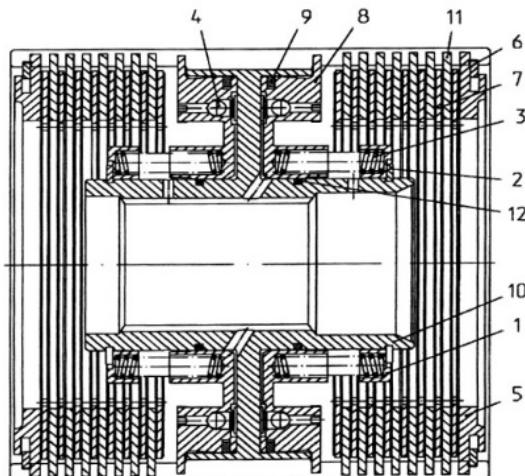


Рис. 1. Сдвоенная гидроподжимная муфта коробки передач трактора

- 1 – опорный диск;
- 2 – стопорное кольцо;
- 3 – пружина отжимная;
- 4 – центробежный шариковый клапан сброса давления;
- 5 – опорный диск;
- 6 – стопорное кольцо;
- 7 – ведомые диски (металлокерамические);
- 8 – поршень;
- 9 – кольцо уплотнительное;
- 10 – барабан;
- 11 – ведущие диски (стальные);
- 12 – кольцо уплотнительное

Для отечественных тракторов широко используется пара трения «металлокерамика МК5 – сталь 65Г». Однако она имеет существенный недостаток, заключающийся в значительной зависимости коэффициента трения от скорости скольжения фрикционных дисков в процессе буксования фрикциона. Коэффициент трения этой можно определить по формуле [2]: $\mu = \mu_0 + (\mu_k - \mu_0) \exp(-k_e |v_{ck}|)$ (2), где μ_0 и μ_k – начальное и конечное значения коэффициента трения фрикционных дисков в процессе буксования фрикциона; v_{ck} – скорость относительного скольжения фрикционных дисков включаемого фрикциона, м/с; k_e – коэффициент экспоненты. Значения μ_0 и μ_k находятся в пределах: $\mu_0 = 0,05\text{--}0,06$, $\mu_k = 0,10\text{--}0,12$, а коэффициент экспоненты $k_e = 0,225$. На рис. 2 показан график зависимости коэффициента трения μ от скорости скольжения дисков v_{ck} . При этом приняты следующие значения параметров: $\mu_0 = 0,06$, $\mu_k = 0,10$.

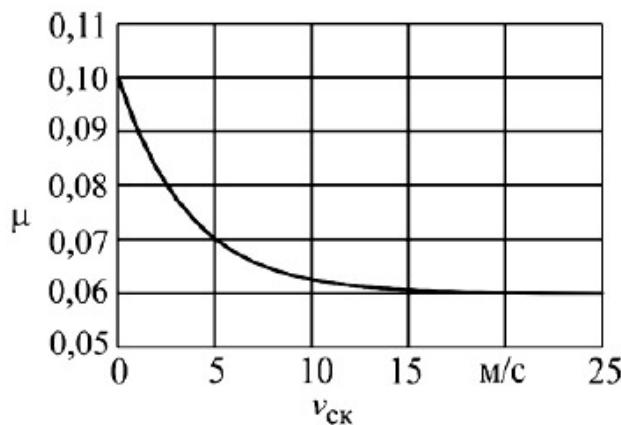


Рис. 2. Зависимость коэффициента трения фрикционных дисков от скорости их относительного скольжения

Скорость скольжения v_{ck} зависит от радиальных размеров дисков и от относительной угловой скорости их вращения: $v_{ck} = r_s \omega_{ck} = r_s (\omega_{вдш} - \omega_{вдм})$ (3), где r_s – радиус действия эквивалентной суммарной силы трения на поверхности и фрикционных дисков, м; $\omega_{вдш}$ и $\omega_{вдм}$ – угловые скорости вращения ведущих и ведомых дисков включаемого фрикциона, соответственно рад/с. Для пары трения [1] $r_s = \frac{(R+r)}{2}$ (4),

где R и r – наружный и внутренний радиусы поверхности трения фрикционных дисков соответственно. Изменение коэффициента трения в процессе переключения передач сопровождается соответствующим изменением момента трения фрикциона M_ϕ , величина которого к моменту завершения буксования резко возрастает, что приводит к большим динамическим нагрузкам в трансмиссии энергосредства. Момент трения фрикциона, как известно [1], вычисляется по формуле $M_\phi = \mu F_{ck} r_s z$ (5), где F_{ck} – усилие сжатия фрикционных дисков, Н; z – количество пар трения фрикциона. Значение F_{ck} определяется давлением рабочей жидкости $p_{гц}$, Па, подаваемой в гидроцилиндр включаемого фрикциона, и площадью рабочей поверхности

поршня $A_{\text{п}}$, м^2 , по формуле $F_{\text{сж}} = A_{\text{п}} \cdot p_{\text{гц}}$ (6). Значение $p_{\text{гц}}$ подставляется в эту формулу за вычетом давления $p_{\text{вп}}$, необходимого для компенсации усилия возвратных пружин поршня гидроцилиндра.

Формирование характеристики давления, используемого в процессе включения каждого фрикциона, осуществляется посредством электрогидрораспределителя согласно программе, реализуемой КЭСУ. Для компенсации отмеченного недостатка, обусловленного зависимостью коэффициента трения фрикционных от скорости их относительного скольжения $\omega_{\text{ск}}$, предложена модель дисков корректирования характеристики давления $p_{\text{кл}}(t)$. Необходимо ввести корректор давления, снижающий давление $p_{\text{гц}}(t)$ [1], подаваемое в гидроцилиндр фрикциона в заключительной фазе его буксования. Характеристика корректора давления описывается выражением $k_p = 1 - k_\omega \exp(-k_{ep}|\omega_{\text{ск}}|)$ (8), где k_p – коэффициент коррекции давления; k_ω – максимальная величина снижения коэффициента k_p в момент замыкания фрикциона, т. е. при $\omega_{\text{ск}} = 0$; k_{ep} – коэффициент экспоненты. Характеристика давления рабочей жидкости $p_{\text{гц}}(t)$, подаваемой в гидроцилиндр фрикциона в процессе его включения, соответствует выражению $p_{\text{гц}}(t) = k_p(t)p_{\text{кл}}(t)$ (9).

На рис. 3 приведены примеры графиков, отображающих изменение параметров характеристик управления включением фрикциона КП.

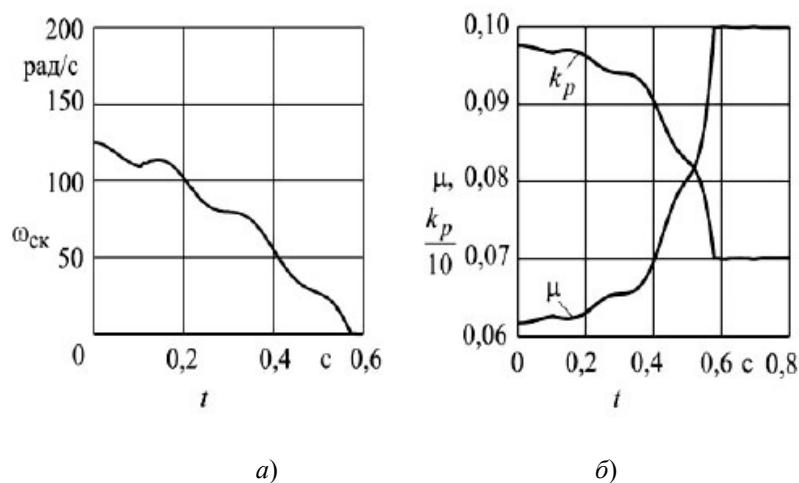


Рис. 3. Графики изменения в процессе буксования фрикциона относительной скорости скольжения фрикционных дисков $\omega_{\text{ск}}$ (а), коэффициента трения μ , коэффициента коррекции давления k_p при кусочно-линейной характеристике управления фрикционом

Из рис. 3 видно, что в заключительной фазе включения, когда коэффициент трения μ резко возрастает, система управления фрикционом понижает давление $p_{\text{гц}}(t)$. Это дает возможность получить более плавное изменение момента трения фрикциона $M_{\Phi}(t)$. В результате повышаются показатели качества переходных процессов при переключении передач: снижаются динамические нагрузки в трансмиссии, повышается плавность хода трактора и ресурс работы фрикционных дисков, но увеличивается время проскальзывания фрикциона, а следовательно, большего количества выделение

тепла. После замыкания фрикциона управление давлением $p_{\text{ц}}$ прекращается и его значение поднимается до номинального уровня $p_{\text{ном}}$. Из выражений видно, что основными аргументами изменения характеристик управления фрикционом в процессе его включения являются относительная скорость скольжения фрикционных $\omega_{\text{ск}}$ дисков, рад/с и $t_{\text{ср}}$ – время срабатывания фрикциона.

Л и т е р а т у р а

1. Тарасик, В. П. Алгоритм управления фрикционами автоматической планетарной коробки передач / В. П. Тарасик, О. В. Пузанова // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2021. – № 3 (72). – С. 59–68.

УДК 622.242.5

ЭФФЕКТИВНОСТЬ И ЭКОНОМИЧНОСТЬ ПРИВОДОВ БУРОВЫХ ЛЕБЕДОК: СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ

Ю. И. Железнякова

Учреждение образования «Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого», Республика Беларусь

Научный руководитель Д. Л. Стасенко

Представлены аналитический обзор электрических и гидравлических приводов буровых лебедок и сравнение их по трем ключевым параметрам: надежность, производительность и стоимость. Приведены характеристики различных типов приводов, описаны их преимущества и недостатки, а также проанализированы факторы, влияющие на выбор оптимального решения в зависимости от специфики буровых работ. На основе анализа даны рекомендации по выбору типа привода для обеспечения максимальной эффективности и экономической целесообразности буровых операций.

Ключевые слова: приводы лебедок, буровое оборудование.

EFFICIENCY AND COST-EFFECTIVENESS OF DRILL WINCH DRIVES: A COMPARATIVE ANALYSIS

Yu. I. Zheleznyakova

Sukhoi State Technical University of Gomel, Republic of Belarus

Scientific supervisor D. L. Stasenko

This article presents an analytical review of electric and hydraulic drawworks drives and compares them based on three key parameters: reliability, performance, and cost. The review presents the characteristics of various drive types, describes their advantages and disadvantages, and analyzes the factors influencing the selection of the optimal solution depending on the specific drilling operations. Based on this analysis, recommendations are provided for selecting a drive type to ensure maximum efficiency and cost-effectiveness of drilling operations.

Keywords: winch drives, drilling equipment.

Приводы в буровых лебедках играют ключевую роль в процессе бурения, обеспечивая подъем, опускание и вращение бурового инструмента. Выбор конкретного типа привода зависит от множества факторов, включая требования к производитель-