

СЕКЦИЯ № 2

«МОБИЛЬНЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА, ТРАКТОРЫ, ПРИЦЕПНЫЕ И НАВЕСНЫЕ АГРЕГАТЫ»

УДК 631.3

О ВЛИЯНИИ РАБОТЫ ФРИКЦИОНОВ КПП ЭНЕРГОНАСЫЩЕННЫХ МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГОСРЕДСТВ НА ДИНАМИЧЕСКОЕ НАГРУЖЕНИЕ ТРАНСМИССИИ

С.И. Кирилук, И.А. Куда

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

Объектом исследований являлась коробка передач с гидроподжимными муфтами. Конструкция коробки передач. Коробка передач (трактора «Беларус-3522») рисунок 1, 24F + 12R с переключением передач под нагрузкой (типа «POWER SHIFT») обеспечивает 24 передачи переднего хода и 12 передач заднего хода, привод независимого заднего ВОМ и переднего ведущего моста. 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. Коробка передач состоит из узла переключения передач, смонтированного в корпусе сцепления, и диапазонного редуктора, корпус которого расположен между корпусом сцепления и задним мостом.



Рис. 1 – Трактор Беларус 3522

Сдвоенная и одинарная гидроподжимные фрикционные муфты предназначены для переключения передач под нагрузкой без использования

муфты сцепления. Барабан (рис. 2) сдвоенной гидropоджимной фрикционной муфты внутренними шлицами жестко связан с валами четных и нечетных передач КП. В расточках барабана образованы рабочие цилиндры, в которых установлены два поршня, уплотняемые чугуными разрезными кольцами. В гнездах каждого из поршней установлено по шестнадцать отжимных пружин, предварительно сжатых опорным диском, зафиксированным на ступице барабана стопорным кольцом. В поршнях имеется по два центробежных шариковых клапана сброса давления рабочей жидкости из рабочих полостей цилиндров после отсоединения цилиндров от нагнетательной магистрали управления коробкой передач. На наружной части барабана профрезеровано восемь пазов, в которые входят выступы стальных ведущих дисков. Между ведущими находятся ведомые диски с металлокерамическими накладками и внутренними шлицами, которыми они соединяются со шлицевыми венцами шестерен нечетных и четных передач (рис. 3). Пакет из восьми фрикционных (рис. 3) и семи стальных дисков замыкается опорными дисками, фиксируемыми стопорными кольцами.

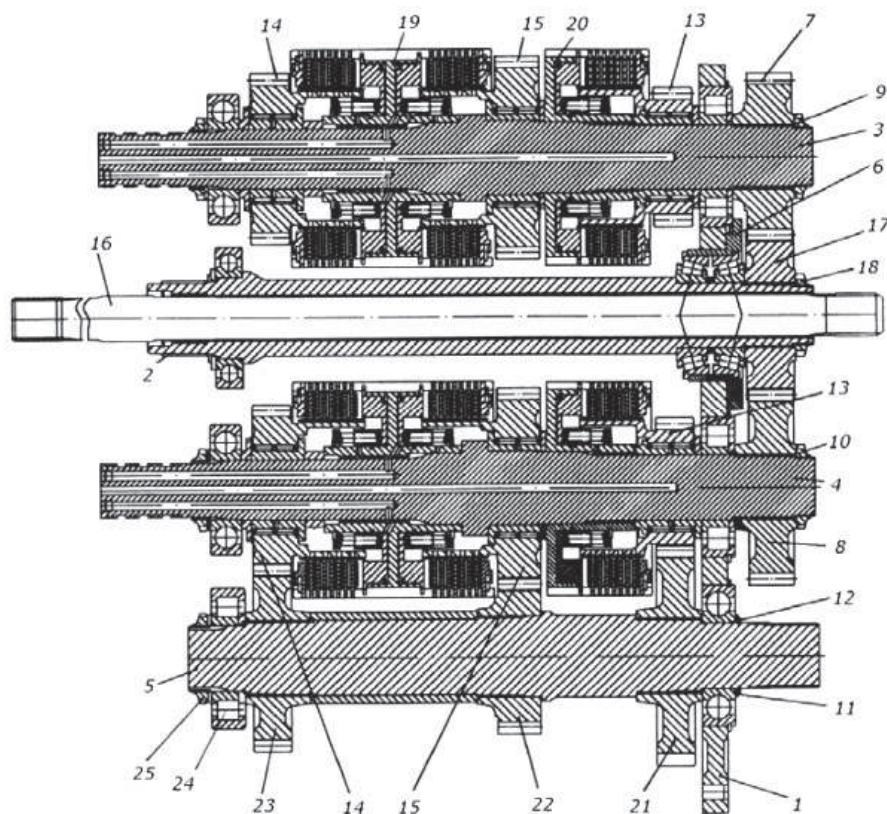


Рис. 2 – Узел переключения передач: 1 – плита; 2 – вал входной; 3 – вал четных передач (2 → 4 → 6); 4 – вал нечетных передач (1 → 3 → 5); 5 – вал входной; 6 – стакан; 7, 8 – шестерни ведомые; 9, 10 – гайки; 11 – шайба; 12 – стопорное кольцо; 13, 14, 15 – шестерни передач; 16 – вал отбора мощности; 17 – шестерня ведущая; 18, 25 – гайка; 19 – сдвоенная гидropоджимная муфта; 20 – фрикционная одинарная гидropоджимная муфта; 21, 22, 23 – шестерня; 24 – роликоподшипник

Переключение передач в КП осуществляется посредством многодисковых фрикционов Рис. 3. 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 (ЭГРПП).

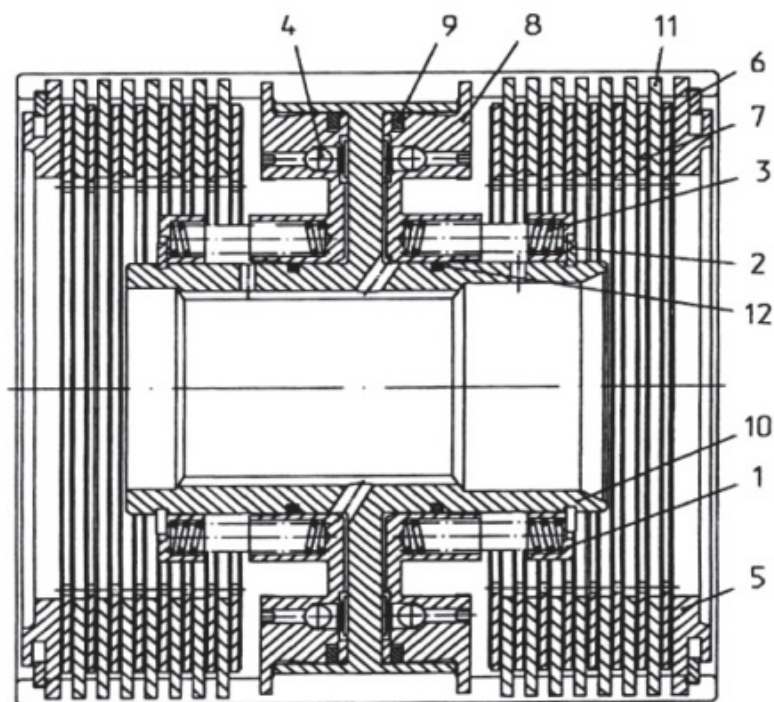


Рис. 3 – Сдвоенная гидроподжимная муфта коробки передач трактора 1 – опорный диск; 2 – стопорное кольцо; 3 – пружина отжимная; 4 – центробежный шариковый клапан сброса давления; 5 – опорный диск; 6 – стопорное кольцо; 7 – ведомые диски (металлокерамические); 8 – поршень; 9 – кольцо уплотнительное; 10 – 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 [1],

$$\mu = \mu_0 + (\mu_k - \mu_0) \exp(-k_e |v_{ск}|)$$

где μ_0 и μ_k – начальное и конечное значения коэффициента трения фрикционных дисков в процессе буксования фрикциона; $v_{ск}$ – скорость относительного скольжения фрикционных дисков включаемого фрикциона, м/с; k_e – коэффициент экспоненты. Значения μ_0 и μ_k находятся в пределах:

$\mu_0 = 0,05 \dots 0,06$, $\mu_k = 0,10 \dots 0,12$ а коэффициент экспоненты $k_e = 0,225$. На рис. 2 показан график зависимости коэффициента трения μ от скорости скольжения дисков $v_{ск}$. При этом приняты следующие значения параметров: $\mu_0 = 0,06$, $\mu_k = 0,10$.

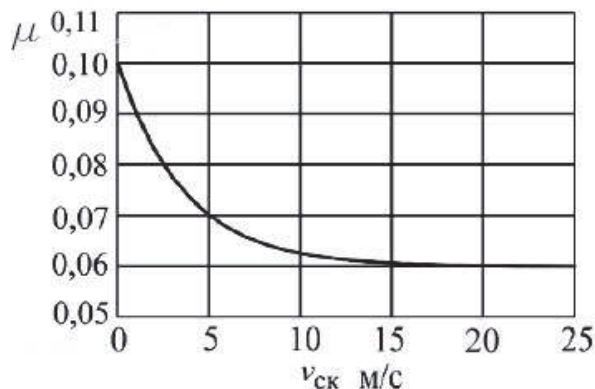


Рис. 4 – Зависимость коэффициента трения фрикционных дисков от скорости их относительного скольжения

Скорость скольжения $v_{ск}$ зависит от радиальных размеров дисков и от относительной угловой скорости их вращения: $v_{ск} = r_s \omega_{ск} = r_s (\omega_{води} - \omega_{вом})$, где r_s – радиус действия эквивалентной суммарной силы трения на поверхности и фрикционных дисков, м; $\omega_{води}$ и $\omega_{вом}$ угловые скорости вращения ведущих и ведомых дисков включаемого фрикциона соответственно рад/с. Для пары трения [1] $r_s = \frac{(R+r)}{2}$, где R и r – наружный и внутренний радиусы поверхности трения фрикционных дисков соответственно. Изменение коэффициента трения в процессе переключения передачи сопровождается соответствующим изменением момента трения на фрикционе $M_{ф}$, 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 $M_{ф} = \mu F_{сж} r_s z$, где $F_{сж}$ – усилие сжатия фрикционных дисков, Н; z – количество пар трения фрикциона. Значение $F_{сж}$ определяется давлением рабочей жидкости $p_{ци}$, Па, подаваемой в гидроцилиндр включаемого фрикциона, и площадью рабочей поверхности поршня A_n , м², по формуле $F_{сж} = A_n \cdot p_{ци}$. Значение $p_{ци}$ подставляется в эту формулу за вычетом давления $p_{ви}$, необходимого для компенсации усилия возвратных пружин поршня гидроцилиндра.

Формирование характеристики давления, используемого в процессе включения каждого фрикциона, осуществляется посредством электрогидрораспределителя согласно программе. Для компенсации отмеченного недостатка, обусловленного зависимостью коэффициента

трения фрикционных от скорости их относительного скольжения $v_{СК}$, предложена модель корректирования характеристики давления $p_{кл}(t)$. Необходимо ввести корректор давления, снижающий давление $p_{зи}(t)$ [1], подаваемое в гидроцилиндр фрикциона в заключительной фазе его буксования. Характеристика корректора давления описывается выражением $k_p = 1 - k_\omega \exp(-k_{ep}|\omega_{ск}|)$, где k_p – коэффициент коррекции давления; k_ω – максимальная величина снижения коэффициента k_p в момент замыкания фрикциона, т. е. при $\omega_{ск} = 0$; k_{ep} – коэффициент экспоненты. Характеристика давления рабочей жидкости $p_{зи}(t)$, подаваемой в гидроцилиндр фрикциона в процессе его включения, соответствует выражению $p_{зи}(t) = k_p(t)p_{кл}(t)$.

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

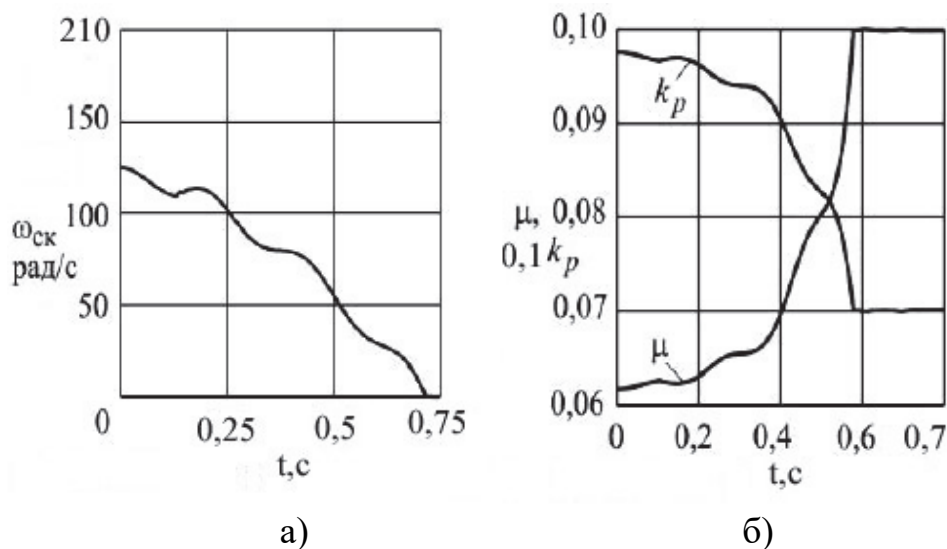


Рис. 5 – Графики изменения в процессе буксования фрикциона относительной скорости скольжения фрикционных дисков $\omega_{ск}$ (а), коэффициента трения μ коэффициента коррекции давления k_p при кусочно-линейной характеристике управления фрикционом

Из рис. 5, в видно, что в заключительной фазе включения, когда коэффициент трения μ резко возрастает, система управления фрикционом понижает давление $p_{зи}(t)$. 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 $p_{зц}$ прекращается и его значение поднимается до номинального уровня $p_{ном}$. Из выражений видно, что основными аргументом изменения характеристик управления фрикционом в процессе его включения является относительная скорость скольжения фрикционных $\omega_{ск}$ дисков рад/с. и $t_{ср}$ – время срабатывания фрикциона.

ЛИТЕРАТУРА

1. Тарасик, В. П. Алгоритм управления фрикционами автоматической планетарной коробки передач / В. П. Тарасик, О. В. Пузанова // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2021. – № 3 (72). – С. 59–68.