

Подытоживая сказанное в статье, отметим: во-первых, электроснабжение зависит от качества электроэнергии и надежности электроснабжения; во-вторых, согласно сложившейся технической практике, основным средством обеспечения надежности и качества электроснабжения являются источники бесперебойного питания; в-третьих, наилучшие показатели надежности электроснабжения можно получить, используя резервируемые системы с архитектурой «энергетический массив».

Математическая модель процесса переключения передач в коробке передач трактора с помощью фрикционных муфт

д.т.н. проф. Шарипов В.М., д.т.н. проф. Городецкий К.И., к.т.н. Дмитриев М.И.,
к.т.н. проф. Щетинин Ю.С., Маланин И.А., Зенин А.С.
МГТУ «МАМИ», trak@mami.ru

Аннотация. Рассмотрен процесс переключения передач с помощью фрикционных муфт в коробке передач трактора с различной степенью перекрытия передач. Разработана математическая модель процесса разгона тракторного агрегата при переключении передач с помощью фрикционных муфт, на основе которой получены аналитические зависимости для определения работы и времени буксования включаемой фрикционной муфты для любой степени перекрытия передач и времени разгона тракторного агрегата на заданной передаче.

Ключевые слова: фрикционная муфта; коробка передач; переключение передач; работа буксования, время буксования, время разгона тракторного агрегата.

В современных тракторах широко применяют коробки передач (КП), где переключение передач осуществляется как с разрывом, так и без разрыва потока мощности от двигателя с помощью фрикционных муфт (ФМ) с гидropоджатием с различной степенью перекрытия передач.

Переключение передач под нагрузкой может осуществляться с кратковременным разрывом и без разрыва потока мощности от двигателя. Безразрывное переключение, обеспечиваемое одновременной работой двух передач в течение короткого отрезка времени t_n (времени перекрытия передач), имеет ряд особенностей. Протекание процесса безразрывного переключения передач зависит от параметров ФМ, обеспечивающих переключение, длительности перекрытия, параметров тракторного агрегата и условий его эксплуатации [1-4].

Процесс переключения передач с перекрытием с низшей передачи на высшую рассмотрим на примере схемы элементарного узла КП с двумя параллельными валами (рисунок 1).

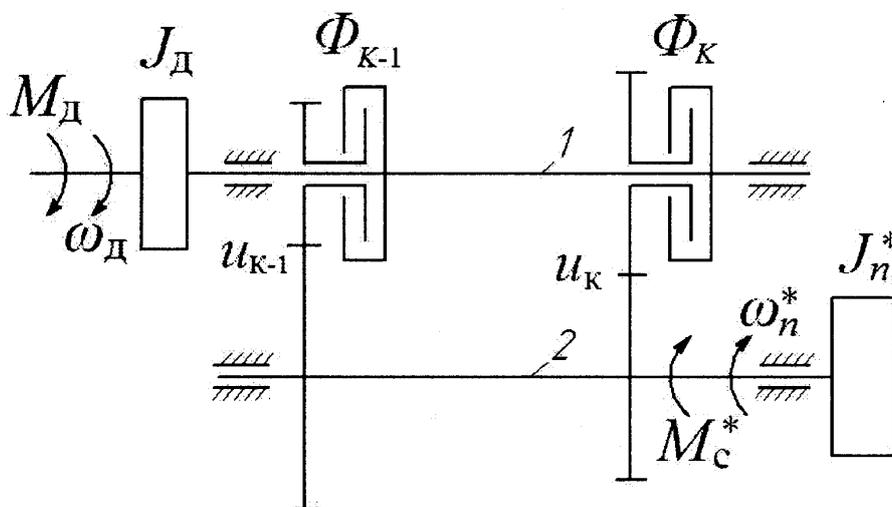


Рисунок 1 – Двухмассовая динамическая система тракторного агрегата с элементарным узлом КП

На рисунке 1: 1, 2 – ведущий и ведомый вал КП соответственно; Φ_{K-1} и Φ_K – ФМ К – 1 и К передачи соответственно; M_d и ω_d – крутящий момент и угловая скорость вала двигателя, приведенные к валу включаемой ФМ; J_d – момент инерции движущихся частей двигателя и связанных с ними деталей, приведенный к валу включаемой ФМ; M_c^* и J_n^* – момент сопротивления движению и момент инерции тракторного агрегата, приведенные к ведомому валу КП; ω_n^* – угловая скорость ведомого вала КП; u_{K-1} и u_K – передаточное число КП соответственно на К – 1 и К передаче

Важнейшими параметрами, определяющими процесс переключения передач, являются работа L и время t_6 буксования ФМ Φ_K включения высшей передачи и время t_p разгона тракторного агрегата на данной передаче.

Для их определения используем теоретическую диаграмму разгона тракторного агрегата (рисунок 2), при построении которой принято, что момент M_T трения включаемой ФМ изменяется по линейному закону. Это допущение подтверждено экспериментальными исследованиями разгона различных тракторных агрегатов, где установлено, что при обычном темпе включения ФМ Φ_K (см. рисунок 1) момент M_T трения возрастает по закону, близкому к линейному [1-6].

При схематизации закона изменения крутящего момента M_d двигателя при разгоне тракторного агрегата (см. рисунок 2) примем, что в интервале времени $(0 - t_0)$ он изменяется пропорционально текущему времени t буксования от значения $k'_3 M_{дн}$ до $k_3 M_{дн}$. Здесь k'_3 и k_3 – коэффициент загрузки двигателя соответственно на низшей и высшей передаче; $M_{дн}$ – номинальный крутящий момент двигателя, приведенный к валу включаемой ФМ. При этом полагаем, что в момент времени t_0 $M_d = M_T = M_c$. В интервале времени $(t_0 - t_m)$, к концу которого заканчивается включение ФМ Φ_K , принимаем, что M_d изменяется также пропорционально текущему времени t буксования, достигая величины $k M_{дн}$, где k – коэффициент приспособляемости двигателя; t_m – время включения ФМ.

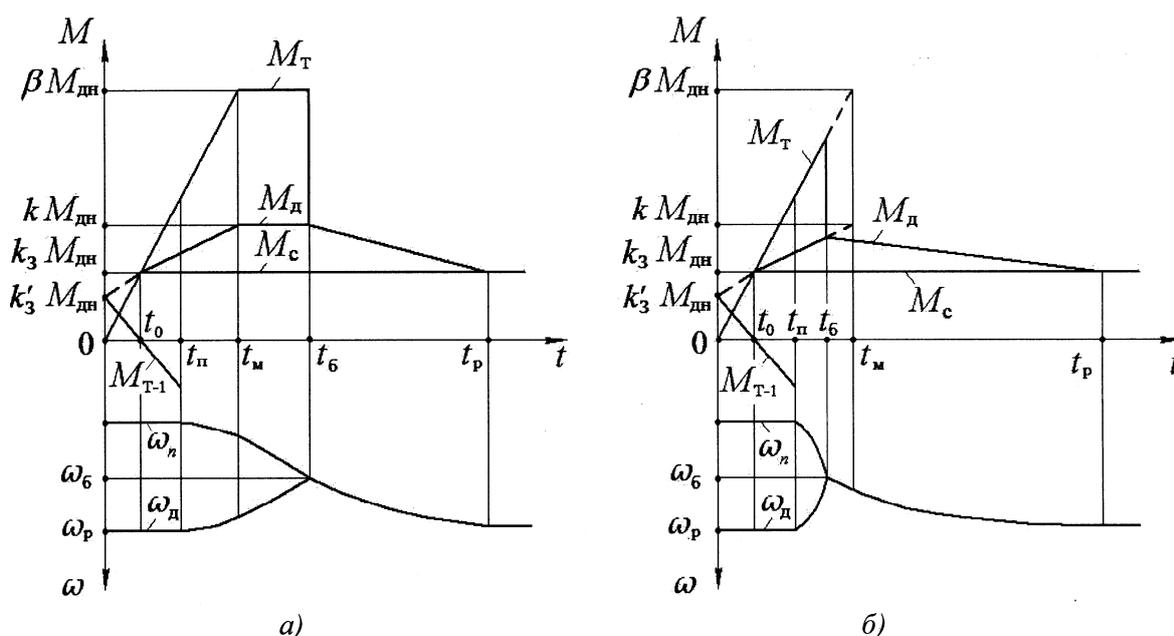


Рисунок 2 – Диаграмма разгона тракторного агрегата при переключении передач в КП без разрыва потока мощности от двигателя:
***a* – с полкой ($t_6 > t_m$); *б* – треугольная ($t_6 \leq t_m$)**

В интервале времени $(t_m - t_6)$, в конце которого завершается буксование ФМ Φ_K (ри-

сунок 2,а), примем $M_d = k M_{дн} = \text{const}$.

Приведенный к валу ФМ Φ_K момент M_c сопротивления движению тракторного агрегата $M_c = \text{const}$ [1-5].

При выводе расчетных формул пренебрегаем влиянием податливости и демпфированием в элементах трансмиссии трактора, тангенциальной податливостью и буксованием движителя, зазорами в зубчатых передачах трансмиссии и в сцепке [1-6].

На основании сказанного в качестве расчетной принимается двухмассовая динамическая система тракторного агрегата с двумя фрикционными связями (см. рисунок 1), так как при переключении передач возможен режим, когда мощность от двигателя передается одновременно двумя ФМ в КП. При этом отличие принятых допущений от работ [5, 6] заключается в разгоне ведомых частей включаемой ФМ Φ_K ни с места, а с угловой скорости ω_n , соответствующей окончанию разгона тракторного агрегата на предыдущей передаче.

Процесс переключения передач условно разделим на два этапа: перекрытие и разгон.

Этап перекрытия разделим на два периода: оптимального и избыточного перекрытия.

Период оптимального перекрытия соответствует периоду времени от 0 до t_0 , где t_0 - время, при котором момент M_T трения включаемой ФМ Φ_K достигает значения момента M_c сопротивления движению тракторного агрегата, приведенного к валу включаемой ФМ на высшей передаче (см. рисунок 2).

Принимаем, что в начальный момент времени ($t = 0$) ФМ Φ_{K-1} замкнута и поток мощности от двигателя передается только через передачу $K-1$ (рисунок 3,а).

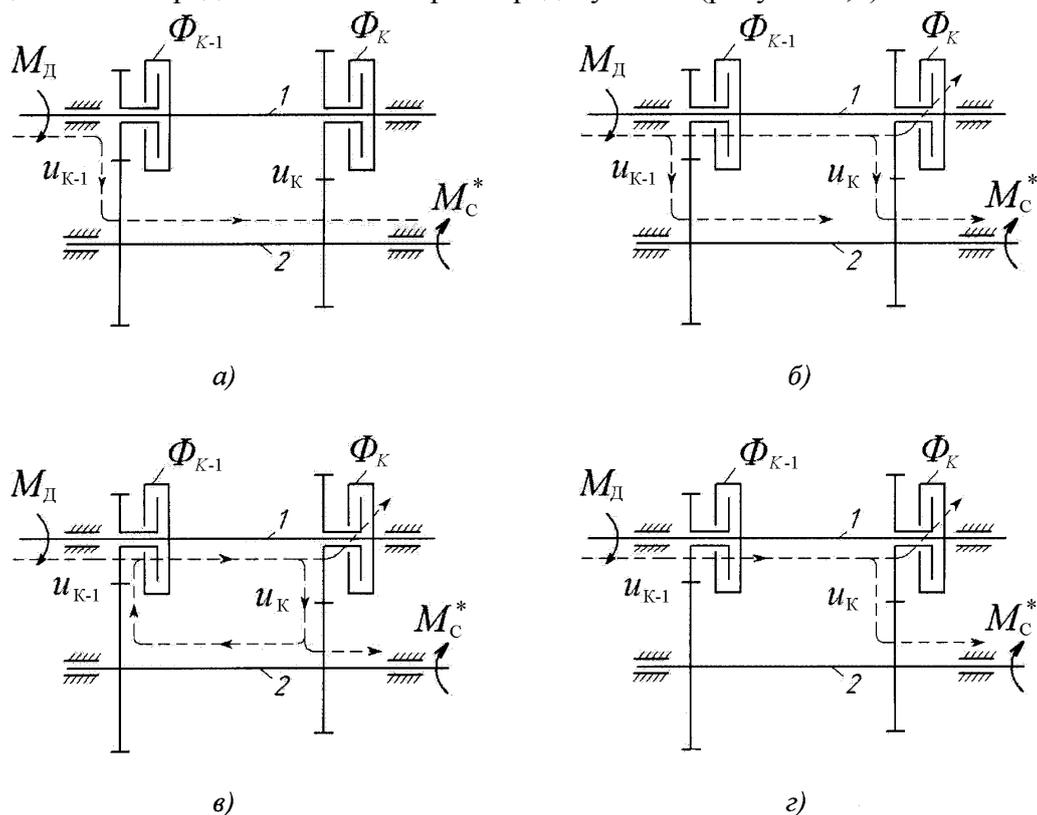


Рисунок 3 – Поток мощности в КП: а – при включенной $K-1$ передаче; б – при оптимальном перекрытии передач; в – при избыточном перекрытии передач; г – при разгоне тракторного агрегата на K передаче после завершения процесса перекрытия передач

Процесс переключения передач в КП начинается включением ФМ Φ_K и одновременным выключением ФМ Φ_{K-1} . Принимаем при этом, что ФМ Φ_{K-1} не буксует, а следовательно, угловая скорость ведомого вала 2 не изменяется и соответствует передаче $K-1$, т.е.

$\omega_2 = \omega_n^* = \omega_d / u_{k-1}$ (рисунок 3,б). Это связано с тем, что момент трения ФМ Φ_{k-1} определяется величиной статического коэффициента трения в контакте ее неподвижных дисков, который по величине существенно больше динамического коэффициента трения подвижных дисков ФМ Φ_k . Угловая скорость ω_n вращения ведомых частей ФМ Φ_k $\omega_n = \omega_d u_k / u_{k-1}$. При этом $u_k / u_{k-1} < 1$. Следовательно, в начале процесса переключения передачи ведущие диски ФМ Φ_k вращаются быстрее ведомых. В результате, включаемая ФМ Φ_k , буксуя, начинает передавать мощность в направлении от ведущего вала 1 к ведомому валу 2 КП. Однако, величины момента M_T трения ФМ Φ_k в начале переключения (при $t < t_0$) еще недостаточно для преодоления момента M_c сопротивления движению тракторного агрегата, приведенного к валу включаемой ФМ. Поэтому ФМ Φ_{k-1} для преодоления момента M_c сопротивления также передает крутящий момент M_{T-1} , величина которого при прочих равных условиях зависит от величины момента M_T трения включаемой ФМ Φ_k на передаче К.

Таким образом, на данном этапе переключения передачи мощность от вала 1 к валу 2 передается двумя параллельными потоками через передачи К-1 и К (рисунок 3,б).

Как будет показано ниже, по мере увеличения момента M_T поток мощности, передаваемый через передачу К, возрастает, а через передачу К-1 уменьшается. Этап безразрывного переключения передачи при оптимальном перекрытии заканчивается, когда поток мощности через передачу К-1 обращается в ноль, хотя ФМ Φ_{k-1} , а следовательно, и передача К-1 еще могут быть включены. Это происходит при времени t_0 .

Уравнения динамики для ведущих и ведомых частей включаемой ФМ Φ_k запишутся в виде (см. рисунок 1):

$$M_d - M_T - M_{T-1} = J_d \frac{d\omega_d}{dt}; \quad (1)$$

$$M_{T-1} \frac{u_{k-1}}{u_k} + M_T - M_c = J_n \frac{d\omega_n}{dt}, \quad (2)$$

где: J_d – момент инерции движущихся частей двигателя и связанных с ними деталей, приведенный к валу ФМ Φ_k ; J_n – момент инерции тракторного агрегата, приведенный к валу ФМ Φ_k .

Из уравнения (1) следует, что на первом этапе переключения передачи момент M_d двигателя от вала 1 к валу 2 КП передается через две ФМ одновременно, двумя параллельными потоками. При этом каждая из передач трансформирует подводимую к ней часть момента M_d в соответствии со своим передаточным числом. Следовательно, пренебрегая потерями в зацеплении зубчатых колес, силовое передаточное число рассматриваемого узла КП на первом этапе переключения $u_k \leq \hat{u} \leq u_{k-1}$.

Примем, что изменение угловой скорости ω_d вала двигателя в период перекрытия не происходит, т.е. $d\omega_d/dt = 0$.

В результате уравнения (1) и (2) примут вид:

$$M_d - M_T - M_{T-1} = 0; \quad (3)$$

$$M_{T-1} \frac{u_{k-1}}{u_k} + M_T - M_c = 0. \quad (4)$$

На этапе оптимального перекрытия в интервале времени от 0 до t_0 (см. рисунок 2)

$$M_T = M_{дн} \frac{k_3 t}{t_0}, \quad (5)$$

где: $t_0 = t_m k_3 / \beta$. Здесь β – коэффициент запаса включаемой ФМ Φ_k .

Тогда из уравнений (3) и (4) с учетом (5) получим:

$$M_d = M_c \frac{u_k}{u_{k-1}} + M_T \left(1 - \frac{u_k}{u_{k-1}} \right). \quad (6)$$

Так как момент M_c сопротивления движению тракторного агрегата на K передаче, приведенный к валу ФМ Φ_K ,

$$M_c = k_3 M_{дн},$$

а

$$\frac{u_k}{u_{k-1}} = \frac{k'_3}{k_3},$$

то уравнение (6) примет вид:

$$M_d = k'_3 M_{дн} + M_T \left(1 - \frac{u_k}{u_{k-1}} \right) = k'_3 M_{дн} + M_{дн} \frac{k_3 t}{t_0} \left(1 - \frac{u_k}{u_{k-1}} \right). \quad (7)$$

Из уравнения (3) с учетом (7) получим, что

$$M_{T-1} = k'_3 M_{дн} - M_T \frac{u_k}{u_{k-1}} = k'_3 M_{дн} - M_{дн} \frac{k_3 t}{t_0} \cdot \frac{u_k}{u_{k-1}}.$$

Из анализа полученного выражения следует, что при $t = t_0$ момент M_{T-1} на валу ФМ Φ_{K-1} равен нулю. В этот момент времени заканчивается первый этап переключения передач при оптимальном их перекрытии. Иначе говоря, момент M_{T-1} на валу ФМ Φ_{K-1} равен нулю тогда, когда величина момента M_T на валу ФМ Φ_K становится достаточной для преодоления момента M_c сопротивления движению тракторного агрегата. Следовательно, при $t > t_0$ необходимость в дальнейшей одновременной работе двух передач отсутствует. Таким образом, время t_0 равно времени оптимального перекрытия.

В результате, пренебрегая потерями в зацеплении зубчатых колес, силовое передаточное число \hat{u} узла КП за период оптимального перекрытия будет изменяться согласно выражению:

$$\hat{u} = \frac{u_{k-1}}{1 + \frac{t}{t_0} \left(\frac{u_{k-1}}{u_k} - 1 \right)},$$

из которого следует, что при $t = 0$ силовое передаточное число $\hat{u} = u_{k-1}$. С увеличением времени t величина \hat{u} уменьшается, а при $t = t_0$ достигает значения $\hat{u} = u_k$.

Важно отметить, что кинематическое передаточное число $u = \omega_d / \omega_n^*$ узла КП на первом этапе переключения передач остается постоянным и равным u_{k-1} .

Работа буксования ФМ Φ_K в интервале времени $(0 - t_0)$ определяется из выражения (см. рисунок 2):

$$L_0 = \int_0^{t_0} M_T (\omega_d - \omega_n) dt.$$

Заменив в данном выражении величины M_T , ω_d и ω_n их значениями для первого этапа, получим:

$$L_0 = \frac{M_{дн} \omega_p k_3^2 t_m}{2\beta} \left(1 - \frac{u_k}{u_{k-1}} \right),$$

где: $\omega_p = \omega_{дх} - k'_3 (\omega_{дх} - \omega_{дн})$.

Здесь ω_p и $\omega_{дх}$ - угловая скорость вала двигателя соответственно при эксплуатацион-

ной загрузке на $K-1$ передаче и на холостом ходу, приведенные к валу включаемой ФМ Φ_K .

Если по окончании первого этапа ФМ Φ_{K-1} не будет выключена, то начнется второй этап переключения передач (с избыточным перекрытием). Он начинается в момент времени t_0 , когда крутящий момент M_{T-1} , передаваемый ФМ Φ_{K-1} , обратится в ноль (см. рисунок 2). Необходимо отметить, что здесь в момент времени $t = t_0$ крутящий момент M_{T-1} на валу ФМ Φ_{K-1} обращается в ноль даже при полностью включенной ФМ. Это связано с тем, что в момент времени $t = t_0$ величина момента M_T трения на валу ФМ Φ_K становится достаточной для преодоления сопротивления движению тракторного агрегата, а ФМ Φ_{K-1} не буксует.

При $t > t_0$ момент M_T трения включаемой ФМ Φ_K продолжает увеличиваться. В результате этого включаемая передача начинает подводить к ведомому валу большую мощность, чем требуется для обеспечения движения тракторного агрегата со скоростью V_{K-1} , соответствующей передаче $K-1$, что должно было бы вызвать разгон тракторного агрегата от скорости V_{K-1} до V_K . Однако, если момент M_{T-1} трения ФМ Φ_{K-1} выключаемой передачи еще достаточно велик, то передача $K-1$ препятствует разгону тракторного агрегата, отводя избыточную мощность, подводимую передачей K , обратно с ведомого вала 2 на ведущий вал 1 КП (рисунок 3,в). Это приводит к циркуляции мощности в контуре узла КП, образованном валами 1 и 2 и передачами $K-1$ и K .

В результате на этом этапе исключается возможность разгона тракторного агрегата при буксовании ФМ Φ_K с постоянной относительной угловой скоростью (см. рисунок 2). Однако, циркуляция не вызывает нарушения потока мощности, поступающей от двигателя к ведущим колесам трактора, поскольку циркулирует только избыточная часть мощности, подводимая к ведомому валу передачей K . При полном выключении ФМ Φ_{K-1} этап избыточного перекрытия заканчивается.

Уравнения динамики для ведущих и ведомых частей включаемой ФМ Φ_K для интервала времени $(t_0 - t_n)$ будут отличаться от уравнений (1) и (2) знаком при моменте M_{T-1} :

$$M_d - M_T + M_{T-1} = J_d \frac{d\omega_d}{dt}; \quad (8)$$

$$M_T - M_{T-1} \frac{u_{K-1}}{u_K} - M_C = J_n \frac{d\omega_n}{dt}. \quad (9)$$

Здесь характер изменения момента M_T трения включаемой ФМ Φ_K определяется аналогично, как и на предыдущем этапе (см. рисунок 2), по выражению (5).

Преодоление внешней нагрузки, сопровождаемое циркуляцией мощности и буксованием ФМ Φ_K , может приводить к перегрузке двигателя. Для определения зависимости угловой скорости ω_d вала двигателя от длительности циркуляции мощности (времени избыточного перекрытия) и других параметров используем уравнения моментов (8) и (9), а также уравнение связи для ведущих и ведомых дисков ФМ Φ_K :

$$\omega_n = \omega_d u_K / u_{K-1} \quad (10)$$

В результате получим, что

$$\omega_d = \omega_p + \frac{M_{дн} \beta (t_n - t_0)^2}{2t_m \left[J_d + J_n \left(\frac{u_K}{u_{K-1}} \right)^2 \right] (\beta - k_3)} \cdot \left[k - \beta \left(1 - \frac{u_K}{u_{K-1}} \right) - k'_3 \right]. \quad (11)$$

Из анализа выражения (11) следует, что снижение угловой скорости ω_d вала двигателя при переключении передач с избыточным перекрытием увеличивается по мере возрастания

коэффициента загрузки k'_3 двигателя на передаче $K-1$, коэффициента запаса β ФМ Φ_K и величины u_{k-1}/u_k . При этом, чем выше будет коэффициент k приспособляемости двигателя, тем меньше будет снижение угловой скорости ω_d его вала.

Однако практика показывает, что угловая скорость ω_d вала двигателя на этапе избыточного перекрытия изменяется не значительно [2]. Поэтому при схематизации закона изменения ω_d с целью упрощения математических зависимостей примем, что на этапе избыточного перекрытия, как и на этапе оптимального перекрытия, угловая скорость вала двигателя, а следовательно, и ведомых частей трансмиссии не изменяются.

В интервале времени $(t_0 - t_n)$ переключения передач (см. рисунок 2) работа буксования ФМ Φ_K равна:

$$L_1 = \int_{t_0}^{t_n} M_T (\omega_d - \omega_n) dt.$$

Тогда с учетом выражений (5) и (10) при условии, что $d\omega_d/dt = 0$, получим:

$$L_1 = \frac{M_{дн} \omega_p k_3 (t_n - t_0)^2}{2 t_0} \left(1 - \frac{u_k}{u_{k-1}} \right).$$

Далее рассмотрим этап разгона ведомых частей тракторного агрегата, который начинается после выключения ФМ Φ_{K-1} .

В начале этого этапа скорость вращения ведомых дисков ФМ Φ_K $\omega_n = \omega_d u_k / u_{k-1}$. Следовательно, ведомые диски ФМ Φ_K вращаются с меньшей угловой скоростью, чем ведущие, ФМ буксует и мощность от вала 1 к валу 2 передается через передачу K (рисунок 3,з).

Вследствие этого под действием момента M_T происходит разгон тракторного агрегата и одновременно снижение угловой скорости вала двигателя (см. рисунок 2).

Важно отметить, что только на этом этапе происходит изменение кинематического передаточного числа $u = \omega_d / \omega_n^*$ узла КП от u_{k-1} до u_k . Далее, после окончания буксования ФМ Φ_K , тракторный агрегат разгоняется на передаче K до скорости V_K установившегося движения. На этом процесс переключения передач и разгон тракторного агрегата заканчивается.

Этот этап переключения отличается от процесса разгона тракторного агрегата с места только начальными условиями.

В начале этого этапа переключения передач относительная угловая скорость $\omega_{отн}$ ведомых и ведущих дисков ФМ Φ_K определяется из выражения:

$$\omega_{отн} = \omega_d - \omega_n = \omega_p \left(1 - \frac{u_k}{u_{k-1}} \right).$$

Работа буксования ФМ Φ_K для случая разгона тракторного агрегата по диаграмме с полкой (см. рис. 2,а) в интервале времени $(t_n - t_m)$

$$L_2 = \int_{t_n}^{t_m} M_T (\omega_d - \omega_n) dt. \quad (12)$$

В заданном интервале времени, согласно принятым допущениям, моменты M_T и M_d определяются из выражений:

$$M_T = \frac{M_{дн} (\beta - k_3) (t - t_0)}{(t_m - t_0)} + M_c; \quad (13)$$

$$M_d = \frac{M_{дн} (k - k_3) (t - t_0)}{(t_m - t_0)} + M_c, \quad (14)$$

а изменение угловых скоростей ω_d и ω_n - из выражений:

$$\omega_d = \omega_p - \frac{M_{дн}(\beta - k)(t - t_0)^2}{2J_d(t_m - t_0)}; \quad (15)$$

$$\omega_n = \omega_p \frac{u_k}{u_{k-1}} + \frac{M_{дн}(\beta - k_3)(t - t_0)^2}{2J_n(t_m - t_0)}. \quad (16)$$

Используя зависимости (13), (14), (15) и (16) интеграл выражения (12), представляющий работу буксования ФМ Φ_k в интервале времени $(t_n - t_m)$, примет вид:

$$L_2 = \frac{M_{дн} \beta}{t_m} \left[\frac{\omega_p}{2} \left(1 - \frac{u_k}{u_{k-1}} \right) (t_m^2 - t_n^2) - \frac{M_{дн}}{24} (t_m - t_n)^2 \left(\frac{B - k}{J_d} + \frac{B - k_3}{J_n} \right) \times \right. \\ \left. \times \left((3t_m + t_n) - \frac{(t_n - t_0)(3t_n + t_m)}{t_m - t_0} \right) \right]. \quad (17)$$

Для случая разгона тракторного агрегата по треугольной диаграмме (см. рисунок 2,б), в интервале времени $(t_n - t_6)$ работа буксования равна:

$$L_2 = \int_{t_n}^{t_6} M_T (\omega_d - \omega_n) dt.$$

Тогда с учетом выражений (13), (14), (15) и (16) получим

$$L_2 = \frac{M_{дн} \beta}{t_m} \left[\frac{\omega_p}{2} \left(1 - \frac{u_k}{u_{k-1}} \right) (t_6^2 - t_n^2) - \frac{M_{дн}}{24(t_m - t_n)} \left(\frac{B - k}{J_d} + \frac{B - k_3}{J_n} \right) \times \right. \\ \left. \times \left((t_6 - t_n)^3 (3t_6 + t_n) - \frac{(t_n - t_0)}{(t_m - t_0)} \left\{ (t_6 - t_m)^3 (3t_6 + t_m) + (t_m - t_n)^3 (3t_n + t_m) \right\} \right) \right]. \quad (18)$$

Здесь время t_6 буксования определяется из выражений (15) и (16) из условия $t = t_6$ и $\omega_d = \omega_n$:

$$t_6 = \sqrt{(t_m - t_0) \left(t_n - t_0 + \frac{2\omega_p \left(1 - \frac{u_k}{u_{k-1}} \right)}{M_{дн} \left(\frac{B - k}{J_d} + \frac{B - k_3}{J_n} \right)} \right) + \frac{t_m k_3}{B}}. \quad (19)$$

Работа буксования для случая заключительного этапа разгона тракторного агрегата по диаграмме с полкой (см. рисунок 2,а) в интервале времени $(t_m - t_6)$ равна:

$$L_3 = \int_{t_m}^{t_6} M_T (\omega_d - \omega_n) dt.$$

Во временном интервале $(t_m - t_6)$, полагая, что момент трения включаемой ФМ $M_T = M_{Tmax} = \beta M_{дн} = const$, $M_d = k M_{дн} = const$, из уравнений (1) и (2) определяем:

$$\omega_d = \omega_p - \frac{M_{дн}(\beta - k)}{J_d} \left[\frac{(\beta - k_3)t_m}{2\beta} + (t - t_m) \right]; \quad (20)$$

$$\omega_n = \omega_p \frac{u_k}{u_{k-1}} + \frac{M_{дн}(\beta - k_3)}{J_n} \left[\frac{(\beta - k_3)t_m}{2\beta} + (t - t_m) \right]. \quad (21)$$

Тогда работа буксования ФМ Φ_k для интервала времени $(t_m - t_6)$ с учетом выражений (19) и (20) с учетом значения момента M_T определится из выражения:

$$L_3 = \frac{M_{дн} v (t_{\delta} - t_m)}{2} \left\{ 2\omega_p \left(1 - \frac{u_k}{u_{k-1}} \right) - M_{дн} (t_{\delta} - t_{п}) \left(\frac{v-k}{J_d} + \frac{v-k_3}{J_n} \right) \right\}. \quad (22)$$

Здесь время буксования t_{δ} определяется из выражений (19) и (20) при условии, что $t = t_{\delta}$ и $\omega_d = \omega_n$.

Тогда:

$$t_{\delta} = \frac{\omega_p \left(1 - \frac{u_k}{u_{k-1}} \right)}{M_{дн} \left(\frac{v-k}{J_d} + \frac{v-k_3}{J_n} \right)} + \frac{t_m + t_{п}}{2}. \quad (23)$$

Полная работа буксования ФМ включаемой передачи в КП для диаграммы разгона тракторного агрегата с полкой (рисунок 2,а) определяется из выражения:

$$L = L_0 + L_1 + L_2 + L_3, \quad (24)$$

где: L_2 определяется по выражению (17), а время t_{δ} буксования - по выражению (23).

Для случая с треугольной диаграммой разгона (рисунок 2,б) полная работа буксования

$$L = L_0 + L_1 + L_2 \quad (25)$$

где: L_2 определяется по выражению (18), а время t_{δ} буксования - по выражению (19).

Для расчета работы буксования L ФМ необходимо знать, к какому из случаев следует отнести разгон тракторного агрегата (см. рисунок 2). Для этого из выражения (19) или (23) определим время t'_m включения ФС для частного случая разгона тракторного агрегата, при котором $t_m = t_{\delta}$:

$$t'_m = \frac{2\omega_p \left(1 - \frac{u_k}{u_{k-1}} \right)}{M_{дн} \left(\frac{v-k}{J_d} + \frac{v-k_3}{J_n} \right)} + t_{п}. \quad (26)$$

Если $t'_m > t_m$, то $t_{\delta} > t_m$ (рисунок 2,а). Тогда работа L и время t_{δ} буксования ФС включаемой передачи определяются соответственно из выражений (23) и (24).

Если $t'_m \leq t_m$, то $t_{\delta} \leq t_m$ (рисунок 2,б). Тогда работа L и время t_{δ} буксования ФС определяются соответственно из выражений (25) и (19).

При определении времени t_p разгона тракторного агрегата на включаемой передаче рассмотрим временной интервал $(t_{\delta} - t_p)$, когда разгон обеспечивается запасом крутящего момента двигателя. Запишем уравнение моментов для двухмассовой динамической модели применительно к элементарному узлу КП (рисунок 1) с условием того, что ФМ Φ_K в данном интервале времени уже не буксует:

$$M_d - M_c = (J_d + J_n) \frac{d\omega_d}{dt}. \quad (27)$$

При прочих равных условиях время t_p разгона тракторного агрегата будет зависеть от вида диаграммы разгона (рисунок 2). Поэтому рассмотрим оба случая разгона тракторного агрегата на заданной передаче.

Из уравнения (27) для случая разгона тракторного агрегата по диаграмме с полкой (рисунок 2,а) при $t = t_p$ и $\omega_d = \omega_{pk}$ получим:

$$t_p = t_{\delta} + \frac{2(\omega_{pk} - \omega_{\delta})(J_d + J_n)}{M_{дн}(k - k_3)},$$

а для случая разгона по треугольной диаграмме (рисунок 2,б):

$$t_p = t_6 + \frac{2(\omega_{pk} - \omega_6)(J_d + J_n)}{M_{дн}(k - k_3)} \sqrt{\frac{t_m}{t'_m}}$$

Здесь $\omega_{pk} = \omega_{дх} - k_3(\omega_{дх} - \omega_{дн})$ - угловая скорость вала двигателя при эксплуатационной нагрузке на К передаче, приведенная к валу ФМ Φ_K .

Полученные выражения для расчета работы L, времени t_6 буксования ФМ и времени t_p разгона тракторного агрегата при переключении передач в КП с различной степенью перекрытия являются универсальными, так как позволяют выполнять расчеты как при переключении передач с различной степенью перекрытия, так и при трогании и разгоне тракторного агрегата с места. Для случая разгона тракторного агрегата с места на заданной передаче принимаем время перекрытия $t_n = 0$ и отношение $u_k/u_{k-1} = 0$. В результате полученные расчетные зависимости преобразуются вид, приведенный в работах [5, 6] для случая разгона тракторного агрегата с места на заданной передаче.

Для проверки достоверности математической модели процесса буксования ФМ в КП и методики расчета его работы буксования при переключении передач с различной степенью перекрытия было проведено сопоставление расчетных и экспериментальных значений работы L буксования. Экспериментальные данные для случая оптимального перекрытия взяты из работы А.Д. Ананьина [1], где оптимальное перекрытие при переключении передач при пахоте и посеве обеспечивалось установкой в КП муфты свободного хода. Результаты экспериментальных исследований при переключении передач без разрыва потока мощности для различных случаев перекрытия взяты из работы К.Я. Львовского [2].

Сопоставление результатов расчетов с данными экспериментальных исследований приведено в таблице 1.

Таблица 1

Сравнение экспериментальных и расчетных значений работы буксования ФМ при переключении передач в КП трактора

Источник информации	Вид работ	t_m, c	t_n, c	β	J_d	J_n	$M_{дн}, Н\cdot м$	$\omega_{pk}, рад/с$	k	k_3	$\frac{u_k}{u_{k-1}}$	L, Дж		Ошибка, %
					кг·м ²							эксперимент	расчёт	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Львовский К.Я. [2]	пахота	1,5	0,71	2,0	1,67	2,8	195,2	201	1,10	0,88	0,85	3300	3704	+10,9
		1,5	0,78	2,0	1,67	2,8	195,2	201	1,10	0,88	0,85	3500	3800	+7,9
		1,5	0,84	2,0	1,67	2,8	195,2	201	1,10	0,88	0,85	3700	3857	+4,1
		1,5	0,59	2,0	1,67	2,3	195,2	201	1,10	0,72	0,68	8500	8850	+4,0
		1,5	0,66	2,0	1,67	2,3	195,2	201	1,10	0,72	0,68	8700	8910	+2,4
Ананьин А.Д. [1]	пахота	1,2	0,54	1,9	2,55	1,03	274,4	220	1,05	0,85	0,90	8624	9648	+10,6
	сев	1,0	0,37	1,9	2,55	1,16	274,4	220	1,05	0,70	0,90	7742	7727	-0,2

Из анализа представленных результатов следует, что расхождение результатов расчетов с результатами экспериментальных исследований по величине работы буксования ФМ в КП с различной степенью перекрытия передач не превышает 10,9%.

Таким образом, предложенная математическая модель процесса разгона тракторного агрегата и буксования ФМ в КП при переключении передач с различной степенью перекрытия может быть использована для исследования процесса переключения передач в КП трактора с помощью ФМ.

Литература

1. Ананьин А.Д. Исследование энергонагруженности муфты сцепления колесного трактора при разгоне скоростного машинно-тракторного агрегата: Дисс...канд. техн. наук. - М., 1972. - 156 с.
2. Львовский К.Я. Исследование процессов переключения передач под нагрузкой в тракторных трансмиссиях: Дисс...канд. техн. наук. - М., 1970. - 276 с.
3. Работа сцепления в коробке передач при переключении передач без разрыва потока мощности от двигателя/ В.М. Шарипов, М.И. Дмитриев, А.С. Зенин, Я.В. Савкин// Справоч-

- ник. Инженерный журнал, 2010, №11. - С. 8-15.
4. Шарипов В.М., Дмитриев М.И. Буксование фрикционного сцепления при переключении передач без разрыва потока мощности// Известия Волгоградского государственного технического университета. Серия «Наземные транспортные системы»: межвуз. сб. научн. ст. - Волгоград, 2010. – Вып. 3. № 10(70). - С. 7-12.
 5. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. – М.: Машиностроение, 2009. 752 с.
 6. Теория и проектирование фрикционных сцеплений колесных и гусеничных машин/ В.М. Шарипов, Н.Н. Шарипова, А.С. Шевелев, Ю.С. Щетинин; Под общ. ред. В.М. Шарипова. – М.: Машиностроение, 2010. – 170 с.

Методы получения топлив из органического сырья плазменными конверторами

к.т.н. Шубин Э.В., к.т.н. доц. Мартынов С.В., к.т.н. Еремин Б.Г., к.т.н. Назаров А.В.,
доц. Белопол А.В.
МОУ «ИИФ», МГТУ «МАМИ»

Аннотация. Проведенный анализ методов и способов получения топлив и энергии из органического сырья позволяет сделать вывод, что применение плазменных конверторов обеспечивает разрыв межмолекулярных связей углеводородного сырья путем быстрого пиролиза исходных компонентов с последующим синтезом новых веществ, отличающихся по своим физико-химическим свойствам от первоначальных.

Ключевые слова: плазмохимический пиролиз, дуговой плазмотрон, плазменная конверсия

Научно-исследовательская работа проводится в рамках реализации ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009 – 2013 годы.

Никакая деятельность невозможна без использования энергии. Производство и, в конечном счете, прибыль в значительной степени зависит от стабильности поступления энергии, поэтому наличие дешевых и возобновляемых источников энергии — одно из необходимых условий для решения широкого спектра задач, связанных с жизнедеятельностью человека. Основой энергетики сегодняшнего дня являются топливные запасы угля, нефти и газа, которые удовлетворяют примерно девяносто процентов энергетических потребностей человечества. Потребности в энергии продолжают постоянно расти, наша цивилизация динамична и любое развитие требует, прежде всего, энергетических затрат. В течение этого века неизбежно должен начаться переход к другим источникам энергии, после которого, согласно научного прогноза, человечество прочно встанет на путь создания неисчерпаемой системы снабжения энергией [1,2].

Все более возрастающее значение приобретает фактор, обуславливающий необходимость поиска эффективных путей перевода автомобильного транспорта на альтернативные моторные топлива является ужесточение экологических требований к отработанным газам двигателей автомобилей. Антропогенное воздействие на окружающую среду, связанное с применением нефтяных топлив в автотранспортных средствах, определяется огромным количеством вредных веществ, выбрасываемых в атмосферу вместе с отработанными газами автомобилей, проявлением которых является усиление «парникового эффекта» и негативное влияние на здоровье людей [3].

Таким образом, истощение мировых запасов нефти и повышение цен на традиционные моторные топлива вынуждают искать альтернативные пути производства топлив и энергии из органического сырья. К этому же подталкивает, как непрерывный рост числа тепловых двигателей различного назначения и других потенциальных потребителей топливных ресурсов, так и постоянно возрастающие требования к экологическим показателям энергосиловых установок, нефтедобывающих и нефтехимических производств.

Актуальность исследований обусловлена неуклонным возрастанием интереса к разра-