

ВЕСТНИК

Белорусско-Российского университета

*Научно-методический журнал
Издаётся с октября 2001 г.*

Периодичность - 4 раза в год

3 (40) 2013

СОДЕРЖАНИЕ

МАШИНОСТРОЕНИЕ

- БОБРОВНИК А. И., РЫНКЕВИЧ С. А., АЛЬ-КИНАНИ М.**
Переключение передачи на экономичный режим независимого вала отбора мощности 6
- БОГДАНОВ С. В., КУЗМЕНКО И. М.** Обеспечение неразрывности сцепления заполнителя и металлической арматуры КНЭСК при выполнении сварных соединений монтажного стыка 13
- МИНАКОВ А. П., КАМЧИЦКАЯ И. Д., ИЛЮШИНА Е. В., ЮШКЕВИЧ Н. М.** Техничко-экономическая эффективность пневмовибродинамической обработки направляющих станин станков 23
- МИШУТА Д. В., МИХАЙЛОВ В. Г.** Влияние конструктивных параметров автомобиля и его подвески на устойчивость и управляемость штабной машины 30
- ПРУДНИКОВ А. П., ЛУСТЕНКОВ М. Е., ФИТЦОВА Е. С.** Результаты экспериментальных исследований цилиндрической кулачковой роликовой передачи 37
- ТАРАСИК В. П., ГОРБАТЕНКО Н. Н., ПЛЯКИН Р. В.** Система мониторинга технического состояния гидромеханической передачи 46

ТАРАСИК В. П., САВИЦКИЙ В. С. Выбор кинематической схемы планетарной коробки передач карьерного самосвала	57
--	----

ПРИБОРОСТРОЕНИЕ

СИМОНЕНКО А. А., КОВАРСКАЯ Е. З. К вопросу о таможенном контроле плотности древесины	67
---	----

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

КОВАЛЬ А. С., ШВАЯКОВ А. В., ЕФИМЕНКО Е. В. О реализации управляемого в функции тормозного пути торможения в массовых лифтах	74
---	----

СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

ОПАНАСЮК И. Л., ОПАНАСЮК Л. Г., РЕУТСКИЙ И. А., ПАЙТРА А. П. Резервы повышения эффективности производства отделочных работ при возведении жилых и общественных зданий	82
--	----

СЕМЕНЮК С. Д., ФРОЛКОВ И. С., МАМОЧКИНА М. Г., ДИВАКОВА Г. А. Прочность и деформативность бетона средних классов по результатам испытаний	92
--	----

ОХРАНА ТРУДА. ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ. ГЕОЭКОЛОГИЯ

ГАЛЮЖИН С. Д., ГАЛЮЖИН А. С., ЛОБИКОВА О. М. Ноосфера: утопия или реальность?	101
--	-----

ЭКОНОМИКА. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ НАУКИ

НАРКЕВИЧ Л. В., ТУРЧЕНКО Е. И. Использование факторных параметров SWOT-анализа в управлении торговой организацией на примере ОАО «Универмаг «Центральный»	113
--	-----

НАРКЕВИЧ Л. В., ХРОМЕНКОВА А. Н. Аналитическая поддержка планирования товарооборота ОАО «Универмаг «Центральный»	122
---	-----

НЕЧАЕВА Т. Г., КОМАРОВА С. Л., ЛАЗАРЕВА О. В.

Мониторинг конкурентов на рынке конструкций из ПВХ-профиля и оценка выбора способа финансирования вложений в основной капитал малого предприятия130

РОМАНЬКОВА Т. В., БОРОДКИНА Н. Н.

Методика эффективности использования основных средств предприятия140

- *Журнал включен в Перечень научных изданий Республики Беларусь для опубликования результатов диссертационных исследований по техническим наукам*
- *Публикуемые материалы рецензируются*
- *Подписные индексы: для индивидуальных подписчиков - 00014
для предприятий и организаций - 000142*

МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 629.3

А. И. Бобровник, С. А. Рынкевич, М. Аль-Кинани

ПЕРЕКЛЮЧЕНИЕ ПЕРЕДАЧИ НА ЭКОНОМИЧНЫЙ РЕЖИМ НЕЗАВИСИМОГО ВАЛА ОТБОРА МОЩНОСТИ

UDC 629.3

A. I. Bobrovnik, S. A. Rynkevich, M. Al-Kinani

SHIFTING GEARS TO THE ECONOMY MODE OF AN INDEPENDENT POWER TAKE-OFF SHAFT

Аннотация

Описаны процессы переключения передач трактора «Беларус» класса 5.0 при переходе на экономичный режим работы с учетом независимого вала отбора мощности (ВОМ). В конструкции трактора предложено механическое переключение режимов работы экономичного ВОМ заменить на переключение с помощью фрикционных муфт с гидроподжатием. Получена динамическая и математические модели системы с элементами узлов ВОМ. Выражения для расчета работы, времени буксования фрикционных муфт и времени разгона трактора при переключении передач в ВОМ с различной степенью перекрытия универсальны, т. к. позволяют выполнять расчеты при переключении передач как с различной степенью перекрытия, так и при трогании и разгоне с места.

Ключевые слова:

трактор, переключение передач, вал отбора мощности, экономичный режим, переключение под нагрузкой.

Abstract

The paper describes processes of gear shifting in the «Belarus» tractor of 5.0 class, when it is switched to the economy operation with regard to the independent power take-off (PTO) shaft. It has been suggested that the mechanical switching of operation modes of an economical PTO shaft would be replaced by switching by means of friction clutches with hydraulic prepressure. The dynamic and mathematical models of the system with elements of PTO shaft components have been obtained. The obtained expressions are universal for calculating the operation, the time of slipping of friction clutches and the time of tractor acceleration during gear shifting in the PTO shaft with a varying degree of overlap, because they allow calculations to be performed when shifting gears with a varying degree of overlap, and also, when starting and accelerating from stop.

Key words:

tractor, gear shifting, power take-off (PTO) shaft, economy mode, power shifting.

В современных тракторах широко применяют переключение передач в коробках передач с различной степенью перекрытия.

В конструкции трактора «Беларус» класса 5.0 предложено механическое переключение режимов работы

экономичного ВОМ заменить на переключение с помощью фрикционных муфт (ФМ) с гидроподжатием.

Известно, что перекрытие передачи при переключении под нагрузкой осуществляется с кратковременным разрывом и без разрыва потока мощ-

ности, передаваемого от двигателя. При одновременной работе двух передач в течение короткого отрезка времени t_p (времени перекрытия передач) происходит безразрывное переключение передач, параметры которого зависят от параметров машинно-тракторного агрегата и условий его эксплуатации [1, 2].

Процесс переключения с низкой передачи на экономичный рассмотрен на примере схемы привода редуктора ВОМ с двумя параллельными валами (рис. 1) с учетом затрат мощности на сопротивление перекачиванию трактора и сопротивление технологической машины через ВОМ.

Важнейшие параметры привода:

работа буксования фрикционной муфты, время буксования Δt включения экономичного режима, время разгона на заданном режиме. Для их определения используем теоретическую диаграмму разгона (рис. 2).

При построении диаграммы принято, что момент M_T трения включаемой муфты изменяется по линейному закону. Это допущение подтверждено экспериментальными исследованиями разгона различных фрикционов тракторных агрегатов. При принятом темпе включения фрикциона момент трения возрастает по закону, близкому к линейному [1, 2].

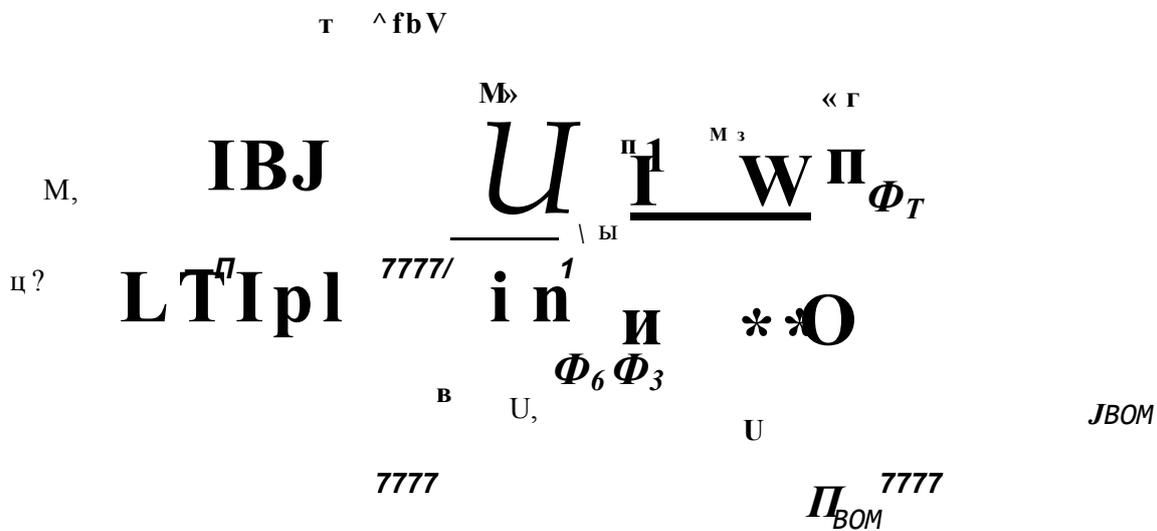


Рис. 1. Двухмассовая динамическая модель системы с элементами узлов ВОМ: 1, 2 - ведущий и ведомый ВОМ; Φ_6 и Φ_3 - фрикционы высшей и экономичной передач; M_d и ω_d - крутящий момент и угловая скорость вала двигателя, приведенные к валу включаемой ФМ; I_d - момент инерции движущихся частей двигателя и связанных с ними деталей, приведенный к валу включаемой ФМ; $M_{\text{вом}}$ и $I_{\text{вом}}$ - момент сопротивления движению и момент инерции ВОМ тракторного агрегата; ω_6 - угловая скорость ведомого вала; i_1 и i_2 - передаточные числа; Φ_6 - фрикционная передача главной муфты сцепления; M/ω - момент сопротивления перекачиванию и угловая скорость при перекачивании трактора

При схематизации закона изменения крутящего момента двигателя M_d примем, что момент сопротивления агрегата изменяется при переключении передачи с передаточного числа i на B .

Крутящий момент двигателя пропорционален текущему времени t вклю-

чения муфты ВОМ и муфты сцепления от $k_3 M_{\text{дн}}$ до $k_3 M_{\text{дн}}$. Здесь k_3 и k_3 - коэффициенты загрузки двигателя, определяемые соответственно сопротивлением перекачиванию M_f и сопротивлением ВОМ M_c на передаче и при переключении; $M_{\text{дн}}$ - номинальный

крутящий момент двигателя, приведенный к валу включаемой фрикционной муфты. При этом полагаем, что в момент времени t_0

$$M_d = M_э + M_f = M_{ВОМ} + M_f,$$

где $M_{ВОМ}$ - момент сопротивления рабочего оборудования от независимого вала отбора мощности, приведенный к валу фрикциона. В интервале времени $t_0...t_M$, к концу которого заканчивается включение фрикционов, принимаем, что M_d изменяется также пропорционально текущему времени буксования, достигая величины $M_{дн}$; U - время включения фрикционной муфты.

В интервале времени $W...^{\wedge}$, в конце которого завершается буксование $\Phi_э$, примем $M_d = k_3 M_{дн}$.

При выводе расчетных формул влиянием податливости и демпфированием в элементах трансмиссии и ВОМ, тангенциальной податливостью и буксованием движителя, а также зазорами в зубчатых передачах трансмиссии и в сцепке пренебрегаем.

В качестве расчетной принимаем двухмассовую динамическую систему с двумя фрикционными связями, т. к. при переключении муфт возможен режим, когда мощность от двигателя к валу отбора мощности передается одновременно двумя фрикционными муфтами. При этом разгон ведомых частей включаемых муфт происходит не с нулевой, а с угловой скоростью $\omega_{ВОМ1}$, соответствующей снижению скорости $\omega_{ВОМ}$.

Процесс переключения условно разделим на два этапа: перекрытие и разгон. Перекрытие соответствует периоду времени от 0 до t_0 , при котором момент $M_э$ достигнет значения $m_{ВОМ}$, приведенного к валу включаемой фрикционной муфты на экономичном режиме.

Принимаем, что в начальный момент времени t_0 муфта $M_в$ замкнута и поток мощности от двигателя передается только через передачу $в$.

Процесс переключения передач начинается включением $\Phi_э$ и одновременно выключением $\Phi_в$. Принимаем при этом, что $\Phi_в$ не буксует, а следовательно, угловая скорость ведомого вала 2 не изменится и будет соответствовать передаче $в$, т. е.

$$\omega_2 = \omega_{у,}$$

где $\omega_д$ - угловая скорость коленчатого вала двигателя.

Это связано с тем, что момент трения $M_в$ определяется статическим коэффициентом трения в контакте неподвижных дисков, которые по величине существенно больше динамического коэффициента трения подвижных дисков $\Phi_э$. Угловая скорость вращения ведомых частей $\Phi_э$ определяется как

$$\omega_{п} = \omega_{д} = \omega_{д} \cdot u_{п}$$

При этом $u / u_в < 1$. Следовательно, в начале процесса переключения передач ведущие диски $\Phi_э$ вращаются быстрее ведомых. В результате включаемая $\Phi_э$, буксуя, начинает передавать мощность в направлении от ведущего вала 1 к ведомому валу 2. Однако момента трения $\Phi_э$ в начале переключения при $t < t_0$ ещё недостаточно для преодоления момента $M_{ВОМ} = M_c$, приведенного к валу включаемой фрикционной муфты. Поэтому $\Phi_в$ для преодоления момента M_c также передает крутящий момент $M_в$, который при прочих равных условиях зависит от момента трения муфты $M_э$, включаемой на передаче $э$.

Таким образом, на данном этапе переключения передачи мощность от вала 1 к 2 передается двумя параллельными потоками: через передачи $в$ и $э$ (см. рис. 1).

По мере увеличения момента трения муфты $M_э$ поток мощности, передаваемый через передачу $э$, возрастает, а через передачу $в$ - уменьшается. Этап безраз-

рывного переключения передачи при оптимальном перекрытии заканчивается, когда поток мощности через передачу в обращается в 0, хотя Фв, а следовательно, и передача в ещё могут быть включены. Это происходит при времени t_0 .

Запишем уравнения динамики для ведущих и ведомых частей включаемой Фэ (см. рис. 1):

$$M_d - M_f - M_v = I_d \cdot \frac{d\omega_d}{dt} \quad (1)$$

$$M_{\omega_2} \cdot \frac{d\omega_2}{dt} + M_{\omega_3} \cdot \omega_{\text{ВОМ}} = I_{\text{ВОМ}} \cdot \frac{d\omega_{\text{ВОМ}}}{dt} \quad (2)$$

где I_d - момент инерции движущихся частей двигателя и связанных с ним деталей, приведенных к валу Ф₃; ω_2 - угловая скорость ведомого вала 2; $I_{\text{ВОМ}}$ - момент инерции деталей вала отбора мощности и рабочей машины, приведенных к валу Ф₃.

Из уравнения (1) следует, что на первом этапе переключения передачи момент M_d от вала 1 к валу 2 передается через две фрикционные муфты 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, получаем силовое передаточное число рассматриваемого узла на первом этапе переключения: $az < u < u^{\wedge}$

Если принять, что ω_d в период перекрытия не изменяется и $d\omega_d/dt = 0$, то уравнения (1) и (2) примут вид:

$$M_d - M_v - M_{\omega_3} = 0;$$

$$M_{\omega_2} \cdot \frac{d\omega_2}{dt} + M_{\omega_3} \cdot \omega_{\text{ВОМ}} = 0.$$

На этапе оптимального перекрытия в интервале времени от 0 до t_0

$$M_T = M_{\text{дн}} \cdot k_3 \cdot L \cdot \frac{1}{t_0}$$

Здесь $t_0 = t_m$, где v - коэф-

фициент запаса включаемой ФМ.

$$M_c = k_3 M_{\text{дн}};$$

$$\Delta = K.$$

$$u_v = k_3'$$

$$M_d = k_3 M_{\text{дн}} + M_d^{\wedge} - u \cdot \frac{K_3 t}{1 - O_3} \cdot u_v$$

$$M_{\omega_2} = M_{\omega_2} \cdot \left(k_3' - k \right) \cdot \frac{t \cdot u_3^{\wedge}}{t_0 u_v J}$$

Анализ полученного выражения показывает, что при $t = \Delta M_v = 0$. В этот момент времени заканчивается первый этап переключения передачи при оптимальном перекрытии, т. е. момент на валу M_v равен нулю тогда, когда момент на валу Фэ становится достаточным для преодоления момента $M_{\text{ВОМ}}$. Следовательно, начиная с момента t_0 одновременная работа двух передач отсутствует.

Силовое передаточное число u узла переключения за период оптимального перекрытия будет изменяться согласно выражению

$$u = \frac{1 + u}{u_3 - 1} t_0$$

При $t = 0$ $u = u_v$.

По мере нарастания времени t число u уменьшается, а при $t = t_0$ $u = u^{\wedge}$.

Кинематическое передаточное число $u = \frac{u_d}{u_{\text{ВОМ}}}$ узла переключения на первом этапе переключения остается постоянным и равным u^{\wedge}

Работа буксования Ф₃ в интервале времени $0 \dots t_0$ характеризуется интегралом

$$L_0 = \frac{M_{\text{э}} (\omega_{\text{д}} - \omega_{\text{в}})}{V}$$

заменив в котором параметры $M_{\text{э}}$, $\omega_{\text{д}}$, $\omega_{\text{в}}$, получим

$$L_0 = \frac{0,5 M_{\text{дн}} \omega_{\text{дв}} \omega_{\text{фм}}}{V} \left(1 - \frac{\omega_{\text{в}}}{\omega_{\text{д}}} \right)$$

Здесь

$$\omega_{\text{д}} = \omega_{\text{дх}} \cdot k_3 \left(\omega_{\text{дх}} - \omega_{\text{дн}} \right)$$

где $\omega_{\text{дв}}$ и $\omega_{\text{дх}}$ - угловые скорости вала двигателя при эксплуатационной нагрузке ВОМ на передаче в и на холостом ходу, приведенная к валу включения Фэ.

Если по окончании первого этапа муфта Фв не будет выключена, то начинается второй этап переключения с избыточным перекрытием. Он начинается в момент времени t_0 , когда крутящий момент $M_{\text{в}}$ обратится в нуль. В момент времени $t = t_0$ $M_{\text{в}} = 0$ даже при полностью включенной ФМ. Это связано с тем, что в момент времени $t = t_0$ момент $M_{\text{э}}$ становится достаточным для преодоления сопротивления ВОМ, а Фв не буксует.

При $t > t_0$ момент $M_{\text{э}}$ продолжает увеличиваться. В результате этого включаемая передача начинает подводить к ведомому валу большую мощность, чем требуется для обеспечения движения ВОМ со скоростью $V_{\text{в}}$, соответствующей передаче в, что должно было бы выровнять скорости $V_{\text{и}}$ и $V_{\text{в}}$. Однако если момент $M_{\text{в}}$ выключаемой передачи ещё достаточно велик, то передача в препятствует разгону ВОМ, отводя избыточную мощность, подводимую передачей э, обратно с ведомого вала 2 на ведущий вал 1. Это приводит к циркуляции мощности в контуре узла, образованном валами 1 и 2 и передачами в и э.

В результате на этом этапе исключается возможность разгона агрегата при буксовании фрикциона с постоянной относительной угловой ско-

ростью (см. рис. 2). Возникающая циркуляция мощности не вызывает нарушения всего потока мощности, поступающей от двигателя к ВОМ, поскольку циркулирует только избыточная часть мощности, подводимая к ведомому валу передачей э. При полном выключении Фв этап избыточного перекрытия заканчивается.

Уравнения динамики для ведущих и ведомых частей включаемой Фэ для интервала времени $t_0..L_{\text{п}}$ отличаются от уравнений (1) и (2) знаком при моменте $M_{\text{в}}$, определяющемся, как и на предыдущем этапе (см. рис. 2).

Преодоление внешней нагрузки, сопровождаемое циркуляцией мощности и буксованием Фэ, может привести к перегрузке двигателя. Анализ зависимости $\omega_{\text{д}}$ от длительности циркуляции мощности (времени избыточного перекрытия) и других параметров показывает, что снижение $\omega_{\text{д}}$ при переключении передач с избыточным перекрытием увеличивается по мере возрастания коэффициента k_3 загрузки двигателя на передаче в, коэффициента в запаса $\Phi_{\text{э}}$ и отношения $\frac{\omega_{\text{д}}}{\omega_{\text{в}}}$.

чем выше коэффициент k_3 , тем меньше снижения $\omega_{\text{д}}$.

$$J_{\text{д}} = J_{\text{дв}} + 0,5 M_{\text{дн}} v (\pi - t_0)^2.$$

$$\left[k_3 - P \frac{u_{\text{э}}^{\wedge}}{u_{\text{в}} / L, V} - k_3 \right] t_m [I_{\text{д}} + I_{\text{ВОМ}}] (v - k_3)$$

Однако, как показывает практика, на этапе избыточного перекрытия $J_{\text{д}}$ изменяется незначительно [3]. Поэтому при схематизации закона изменения $J_{\text{д}}$ 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 $t_0 \dots t_1$ переключения передач (см. рис. 2) работа буксования Φ_3 при $\frac{d\omega}{dt} = 0$ определяется выражением

$$L = 0,5M_{дн}Ш_{дв}k_3(t_{п1} - t_0)^2 \left(\frac{1 - u_{\varepsilon} / u_{\varepsilon B}}{t_{п1}} \right)$$

Рассмотрим этап разгона ведомых частей агрегата, начинаемый после выключения Φ_B . В начале этапа $\omega_{дв} = \omega_{д}$, следовательно, ведомые диски Φ_3 вращаются с меньшей угловой скоростью, чем ведущие, Φ_M буксует и мощность от вала 1 к валу 2 передается через передачу ε (см. рис. 2). Вследствие этого под действием момента M_3 агрегат разгоняется и одновременно снижается $\omega_{д}$. Важно отметить, что только на данном этапе происходит изменение кинематического передаточного числа $u = \omega_{д} / \omega_2$ узла ВОМ от u до u_1 . После окончания буксования Φ_3 ВОМ разгоняется на передаче k до скорости установившегося движения. На этом процесс переключения передач заканчивается.

Этап разгона ведомых частей отличается от этапа разгона тракторного агрегата (ТА) с места только начальными условиями, и в его начале относительная угловая скорость $\omega_{отн}$ ведомых и ведущих дисков Φ_3 определяется отношением $\omega_{отн} = \omega_{дв} \cdot (1 - u_{\varepsilon} / u_{\varepsilon B})$.

В интервале времени для случая разгона ТА по диаграмме с полкой (см. рис. 2) моменты M_3 и $M_{д}$ и угловые скорости $\omega_{д}$ и $\omega_{вом}$ могут быть найдены по формулам:

$$\begin{aligned} M_3 &= M_{дн}(v - k_3)(t - t_0) / (t_M - t_0) + M_{ВОМ}; \\ M_{д} &= M_{дн}(k - k_3)(t - t_0) / (t_M - t_0) + M_{ВОМ}; \\ \omega_{д} &= \omega_{дв} - 0,5 M_{FLH}(v - k) X \\ &X (t - t_0)^2 / [t_M - t_0]; \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \omega_{вом} &= \omega_{дв} u_{\varepsilon} / u_{\varepsilon B} + 0,5 M_{дн}(p - k_3) X \\ &X (t - t_0)^2 / [t_M - t_0]; \end{aligned} \quad (4)$$

с учетом которых работа буксования Φ_3 примет вид

$$\begin{aligned} L_2 &= M_{д} \int_{t_0}^{t_M} (1 - u_{\varepsilon}) / u_{\varepsilon B} X \\ &X \omega_{д} dt - 24^{-1} M_{дн} (t_M - t_u)^2 X \\ &X ((P - k) / I_{д} + (P - k_3) / I_{ВОМ}) X \\ &X ((3t_M + t_{п1}) - (t_{п1} - t_0) \cdot (3 + 1M)) : \\ &: (t_M - t_0) dt \end{aligned}$$

Время буксования t_a может быть найдено из выражений (3) и (4) при $t = t_e$ и $\omega_{в} = \omega_{вом}$.

На заключительном этапе разгона ТА по диаграмме с полкой в интервале времени работу буксования можно рассчитать по формуле

$$\begin{aligned} L_3 &= M_{д} \int_{t_e}^{t_M} \omega_{д} dt - 1M X \\ &2 \omega_{дв} (1 - u_{\varepsilon}) / u_{\varepsilon B} \cdot \\ &- M_{дн}(t_6 - t_{п1}) X (P - k) : \\ &: I_{д} + (P - k_3) / I_{вом} \end{aligned}$$

Полная работа L буксования ФМ включаемой передачи ВОМ для диаграммы разгона с полкой определяется суммой $L = L_0 + L_1 + L_2 + L_3$,

Для расчета работы L буксования ФМ необходимо знать, к какому из случаев следует отнести разгон ТА. Для этого находят время t включения ФМ для частного случая разгона, при котором $t_M = t_e$:

$$C = 2 \omega_{дв} (1 - u_{\varepsilon} / u_{\varepsilon B}) :$$

$$: [M_{дн} \cdot ((v - k) / I_{д} + (p - k_3) / I_{ВОМ})] + t_{п1},$$

если $t_M > t_e$, то $t_{д} > t_M$, а если $t_M < t_e$, то $t_{д} < t_M$ и работу L и время t_b буксования ФМ включаемой передачи рассчитывают по соответствующим формулам.

Для определения времени t_p разгона ТА на включаемой передаче рассмотрим временной интервал когда разгон обеспечивается запасом крутящего момента двигателя. Запишем уравнение моментов для двухмассовой

динамическом модели применительно к элементарному узлу ВОМ (см. рис. 1) с условием, что Φ_3 в данном интервале времени уже не буксует.

$$M_d - M_{ВОМ} = (I_d + I_{ВОМ}) \cdot \dot{\omega}_d. \quad (5)$$

При прочих равных условиях время разгона будет зависеть от вида диаграммы разгона. Поэтому рассмотрим оба случая ТА на заданной передаче.

Из уравнения (5) для случаев разгона по диаграмме с полкой и по треугольной диаграмме при $t = t^*$ и $\omega = \omega_{рк}$ соответственно получим

$$t_p = t_b + \frac{2(\omega_{рк} - \omega_d) \times (I_d + I_{ВОМ})}{[M_{дн}(k - k_3)]};$$

$$t_p = t_b + \frac{2(\omega_{рк} - \omega_d)(I_d + I_{ВОМ}) \times (t_m/t)^{0,5}}{[M_{дн}(k - k_3)]},$$

где $\omega_{рк}$ - угловая скорость вала двигателя при эксплуатационной нагрузке на передаче k , приведенная к валу Φ_3 ,

$$\omega_{рк} = \omega_{дх} - K_3 (\omega_{дх} - \omega_{дн}).$$

Полученные выражения для расчета работы L , времени буксования Φ_M и времени t разгона ТА при переключении передач в ВОМ с различной степенью перекрытия универсальны, т. к. позволяют выполнять расчеты при переключении передач как с различной степенью перекрытия, так и при трогании и разгоне с места. Для случая разгона с места на заданной передаче принимаем время перекрытия $t_u = 0$ и отношение $\frac{u}{v} = 0$. В результате расчет-

ные зависимости принимают вид, приведенный в работе для случая разгона ТА с места на заданной передаче.

Для проверки достоверности математической модели процесса буксования Φ_M в ВОМ и методики расчета его работы буксования при переключении передач с различной степенью перекрытия расчетную работу буксования сопоставляли с экспериментальной.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Переключение передач в КП трактора без разрыва потока мощности / В. М. Шарипов [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. - 2012. - № 5. - С. 19-23.
2. Теория и проектирование фрикционных сцеплений колесных и гусеничных машин / В. М. Шарипов [и др.] ; под общ. ред. В. М. Шарипова. - М. : Машиностроение, 2010.
3. Львовский, К. Я. Исследование процессов переключения передач под нагрузкой в тракторных трансмиссиях : дис. ... канд. техн. наук / К. Я. Львовский. - М., 1970.

Статья сдана в редакцию 24 июня 2013 года

Александр Иванович Бобровник, д-р техн. наук, Белорусский аграрный технический университет.
Сергей Анатольевич Рынкевич, д-р техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
Мухаммед Аль-Кинани, аспирант, Белорусский аграрный технический университет.

Aleksandr Ivanovich Bobrovnik, DSc (Engineering), Belarusian State Agrarian Technical University.
Sergey Anatolyevich Rynkevich, DSc (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.
Mohammed Al-Kinani, PhD student, Belarusian State Agrarian Technical University.