



МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЕ КОМПОНЕНТЫ

УДК 62-578.001.5

С.Н. ПОДДУБКО, канд. техн. наук, доцент

генеральный директор¹

E-mail: p-s-n@tut.by

А.М. ГОМАН, канд. техн. наук, доцент

начальник отдела динамического анализа и вибродиагностики машин¹

E-mail: ark.goman@gmail.com

В.В. ШПОРТЬКО

младший научный сотрудник отдела динамического анализа и вибродиагностики машин¹

¹Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

Статья поступила 17.07.2015.

ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНОГО РЕЖИМА ПРОЦЕССА ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ В МЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ С ДВОЙНЫМ СЦЕПЛЕНИЕМ

Проведены аналитические исследования процесса переключения передач в трансмиссиях автомобилей с двойным сцеплением, на основе которых предложен выбор рациональных законов переключения передач в зависимости от эксплуатационных характеристик транспортного средства.

Ключевые слова: двойное сцепление, механическая трансмиссия, коробка передач, циркуляция мощности, переключение передач, принципы управления, автомобиль, динамическая модель, автобус городского типа

В механической трансмиссии с двойным сцеплением процессы размыкания одного сцепления и замыкания второго происходят с «перекрытием» во времени. Таким образом, обеспечивается переключение передач без разрыва потока мощности, что позволяет значительно сократить время переключения передач, уменьшить расход топлива, снизить выброс загрязняющих веществ в атмосферу. Упрощенная кинематическая схема (показаны только 1-я и 2-я передачи) коробки передач с двойным сцеплением приведена на рисунке 1.

Коробка передач с двойным сцеплением содержит две независимые кинематические цепи, замыкающие оба входных вала III, IV сцеплений C1, C2 на механизм дифференциала VIII автомобиля. Коленчатый вал I двигателя вращает корпус II двойного сцепления. При включении сцепления C1 через входной вал IV включаются нечетные передачи (на рисунке 1 показана только 1-я передача). Путем передачи момента от двигателя на входной вал III при включении сцепления C2 включаются четные передачи (на рисунке показана 2-я передача).

При включенных передачах входные валы III, IV передают мощность через промежуточные валы V, VI и выходной вал VII на главную передачу Z_{VII} и дифференциал VIII.

Коробка передач с двойным сцеплением управляется мехатронной системой, включающей в себя блок автоматического управления, гидравлического, электрического или комбинированного типа исполнительные механизмы сцеплений. Эффективность автоматического управления определяется степенью согласованности действий приводных механизмов, осуществляющих процесс переключения передач. Мехатронная система позволяет анализировать сигналы, поступающие с датчиков частоты вращения коленчатого вала и входных валов коробки передач, датчиков числа оборотов колес автомобиля, положения педали подачи топлива. Система управления на основании полученных данных принимает решения о необходимости переключения передач и задействует приводные механизмы двойного сцепления, которые начинают включать одно сцепление и выключать другое.

та времени начала включения $t = t_0$ (рисунок 2) сцепления С2 до момента $t = t_1$, при котором передаваемый им крутящий момент достигнет величины, необходимой для преодоления момента сопротивления движению M_c . На ведомые части сцеплений С1, С2, связанные с входными валами III, IV, действуют переменные во времени крутящие моменты $m_1(t)$, $m_2(t)$.

Момент трения $m_2(t)$ в сцеплении С2 принимается возрастающим пропорционально времени t :

$$m_2(t) = \begin{cases} k(t-t_0) & \text{при } t_0 < t < t_M \\ M_{Tmax} & \text{при } t \geq t_M \end{cases}, \quad (1)$$

где $k = \text{const}$ — темп включения сцепления; $t_M - t_0 = M_{Tmax}/k$ — время возрастания момента трения от нуля до максимального значения.

Угловая скорость входного вала III и связанных с ним ведомых фрикционных дисков сцепления С2 равна

$$\omega_{III} = \omega_c u_2.$$

Принимается, что процессы выключения сцепления С1 и включения сцепления С2 начнутся в один и тот же момент времени $t = t_0$. Угловая скорость буксования сцепления С2 определяется выражением

$$\omega_{\delta C2} = \omega_d - \omega_{III} = \omega_d - \omega_c u_2. \quad (2)$$

При этом сцепление С1 включено и буксование его отсутствует. Вследствие этого между коленчатым валом I и выходным валом VII существует жесткая кинематическая связь:

$$\omega_c = \frac{\omega_d}{u_1}. \quad (3)$$

После подстановки (3) в (2) следует

$$\omega_{\delta C2} = \omega_d \left(1 - \frac{u_2}{u_1}\right) > 0. \quad (4)$$

Поэтому крутящие моменты m_1 и m_2 , действующие со стороны сцеплений С1 и С2 на корпус II, связанный с валом двигателя, являются тормозящими и направлены в сторону, противоположную моменту двигателя M_d . Следовательно, передача мощности от коленчатого вала I к выходному валу VII происходит двумя параллельными потоками

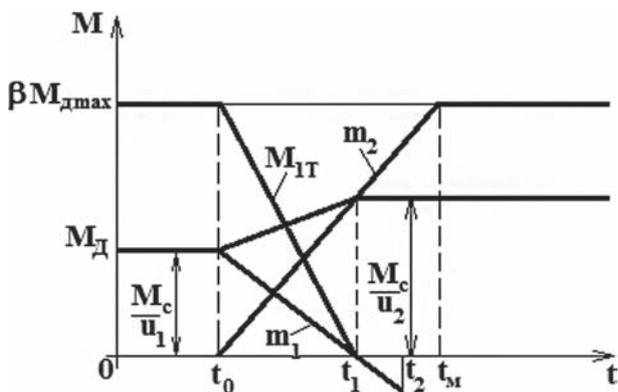


Рисунок 2 — Диаграмма переключения передач без разрыва потока мощности

(рисунок 3), показанными на рисунке штриховыми линиями со стрелками.

Принимается, что до начала и в процессе переключения передач ускорение автомобиля равно нулю, т. е. его движение происходит с постоянной скоростью. Отсюда следует, что

$$\frac{d\omega_d}{dt} = 0; \quad \frac{d\omega_c}{dt} = 0.$$

В этом случае уравнения, связывающие моменты, действующие на коленчатый вал I и выходной вал VII, примут вид

$$\begin{aligned} M_d - m_1 - m_2 &= 0; \\ m_1 u_1 + m_2 u_2 - M_c &= 0. \end{aligned} \quad (5)$$

В начальный момент времени $t = t_0$ переключения передач двигатель развивает момент

$$M_{d0} = \frac{M_c}{u_1}. \quad (6)$$

Из второго уравнения (5) определяется фактический момент m_1 , передаваемый сцеплением С1,

$$m_1 = \frac{M_c}{u_1} - \frac{u_2}{u_1} m_2. \quad (7)$$

После подстановки (7) в первое уравнение (5) получается выражение, определяющее величину момента двигателя:

$$M_d = \frac{M_c}{u_1} + m_2 \left(1 - \frac{u_2}{u_1}\right). \quad (8)$$

Анализ выражений (7), (8) показывает, что с увеличением момента трения m_2 в сцеплении С2 момент m_1 , передаваемый сцеплением С1, уменьшается, при этом нагрузка на двигатель возрастает. Сцепление С1 не буксует, так как предполагается, что фактический момент m_1 , нагружающий сцепление, меньше предельного значения момента трения M_{1T} , реализуемого посредством прижатия контактирующих поверхностей, т. е. выполняется условие

$$m_1 < M_{1T}.$$

С учетом соотношений (1), (6) выражения (7), (8) переписываются следующим образом при условии, что $t > t_0$:

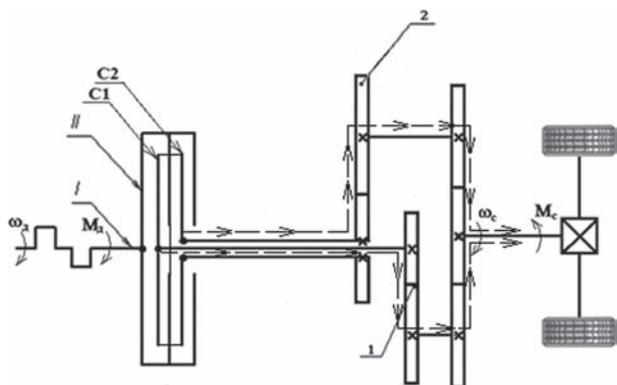


Рисунок 3 — Передача мощности параллельными потоками при переключении передач с низшей на высшую

$$m_1 = M_{д0} - k \frac{u_2}{u_1} (t - t_0); \quad (9)$$

$$M_{д} = M_{д0} + k(t - t_0) \left(1 - \frac{u_2}{u_1}\right). \quad (10)$$

Первый этап заканчивается в момент времени t_1 , когда момент трения в сцеплении С1 обращается в нуль: $m_1 = 0$. Из выражений (9), (6) следует

$$t_1 - t_0 = \frac{M_{д0}}{k} \cdot \frac{u_1}{u_2} = \frac{M_c}{ku_2}. \quad (11)$$

В соответствии с формулами (1), (10), (11) при $t = t_1$

$$M_{д}(t_1) = m_2(t_1) = \frac{M_c}{u_2}.$$

Таким образом, в конце первого этапа сцепление С2 развивает момент, достаточный для преодоления сопротивления движению автомобиля. В течение этого этапа ($t_0 \leq t \leq t_1$) кинематическое передаточное число в коробке передач с двойным сцеплением соответствует 1-й передаче и равно u_1 . В конце этапа крутящий момент двигателя соответствует работе коробки на 2-й передаче, а угловая скорость вращения выходного вала VII соответствует 1-й передаче.

Работа буксования сцепления С2 на первом этапе определяется выражением

$$L_{C2} = \int_{t_0}^{t_1} m_2(t) \omega_{C2} dt. \quad (12)$$

После подстановки в (12) соотношений (1), (4) получается

$$L_{C2} = \int_{t_0}^{t_1} k(t - t_0) \omega_{д} \left(1 - \frac{u_2}{u_1}\right) dt = \frac{1}{2} k(t_1 - t_0)^2 \omega_{д} \left(1 - \frac{u_2}{u_1}\right).$$

Под перекрытием понимается часть процесса переключения передач, в течение которой одновременно работают обе передачи, включаемая и выключаемая. Время перекрытия на I этапе $\Delta t_{пI}$ определяется промежутком времени (t_0, t_1) и, как следует из (11),

$$\Delta t_{пI} = t_1 - t_0 = \frac{M_c}{ku_2}. \quad (13)$$

Процесс переключения передач на II этапе ($t > t_1$) может рассматриваться в двух вариантах.

Первый вариант связан с выключением сцепления С1 при $t = t_1$. При этом уменьшение скорости движения автомобиля не произойдет, так как развиваемый сцеплением С2 момент m_2 достаточен для преодоления сопротивления движению при работе на 2-ой передаче. В процессе переключения на II этапе происходит разгон автомобиля от скорости V_1 до скорости V_2 под действием момента трения включаемой муфты С2. Этот этап отличается от процесса разгона автомобиля с места только начальными условиями. Процесс разгона автобуса городского типа, в котором используется трансмиссия с двойным сцеплением, рассмотрен в работе [3].

Во втором варианте рассматривается переключение передач с избыточным перекрытием $\Delta t_{пI} > \Delta t_{пII}$. Сцепление С1 при этом не выключается. Несмотря на возрастание момента трения в сцеплении С2, разгон автомобиля со скорости V_1 , соответствующей 1-й передаче, до скорости V_2 , соответствующей 2-й передаче, не происходит. Это связано с тем, что момент трения в сцеплении С1 становится отрицательным и 1-я передача препятствует разгону выходного вала VII. Избыточный момент $M_{изб2}$ в сцеплении С2, равный

$$M_{изб2} = m_2 - \frac{M_c}{u_2},$$

действует на находящуюся во включенном состоянии 1-ю передачу.

Это вызывает циркуляцию мощности в контуре узла коробки передач, образованном 1-й и 2-й передачами и сцеплениями С1 и С2 (рисунок 4).

Поэтому возрастает нагрузка на сцепление С1 1-й передачи, происходит перегрузка двигателя, исключается возможность разгона автомобиля.

Таким образом, длительность оптимального времени перекрытия определяется величиной $\Delta t_{пI}$. Как видно из формулы (13), $\Delta t_{пI}$ является величиной переменной, зависящей от момента M_c . Следовательно, в трансмиссии с двойным сцеплением необходимо применять механизмы переключения, позволяющие обеспечивать длительность перекрытия, зависящую от величины сопротивления движению автомобиля.

Переключение передач с высшей на низшую.

Процесс переключения передач с высшей на низшую может происходить с перекрытием без разрыва потока мощности. При этом в контуре коробки передач возникает циркуляция мощности, возрастает нагрузка на сцепление С2 высшей передачи. Срыв сцепления С2 может привести к значительным динамическим нагрузкам в трансмиссии. Такой процесс происходит с пробуксовками сцеплений С1, С2 и, как следствие, с большими потерями энергии.

Переключение передач с минимальным уровнем динамических нагрузок в трансмиссии, умень-

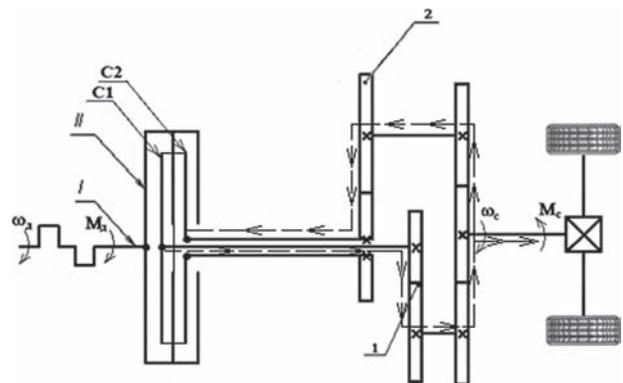


Рисунок 4 — Циркуляция потоков мощности при избыточном перекрытии

шением работы буксования сцеплений может быть осуществлено в случае кратковременного разрыва потока мощности [7]. Переключение со 2-й передачи на 1-ю происходит в два этапа (рисунок 5).

Перед началом процесса переключения передач ведомые диски выключенного сцепления С1 вращаются быстрее корпуса сцепления II, связанного с коленчатым валом двигателя I. Относительная скорость вращения ведомых дисков и корпуса сцепления

$$\omega_{\text{отно}} = \omega_{\text{до}} \left(\frac{u_1}{u_2} - 1 \right),$$

где $\omega_{\text{до}}$ — угловая скорость коленчатого вала двигателя в начальный момент переключения.

На первом этапе происходит выключение сцепления С2 высшей (2-й) передачи. Сцепление С1 низшей (1-й) передачи при этом выключено. При величине момента трения в сцеплении С2 меньшей значения, необходимого для преодоления сопротивления движению автомобиля,

$$m_2 \leq \frac{M_c}{u_2}$$

его скорость движения уменьшается.

С этого момента времени начинается пробуксовка сцепления С2, вследствие чего уменьшается кинематическое передаточное число. После выключения сцепления С2 в течение промежутка времени Δt_p имеет место разрыв потока мощности, который способствует снижению скорости автомобиля. За этот промежуток времени угловая скорость ведомых дисков $\omega_c u_1$ сцепления С1 под действием сил сопротивления движению автомобиля уменьшается, а скорость корпуса сцепления ω_d под действием момента двигателя возрастает. Длительность разрыва потока мощности Δt_p целесообразно выбрать из условия равенства угловых скоростей ведомых дисков сцепления С1 и корпуса сцепления:

$$\omega_c u_1 = \omega_d.$$

После включения сцепления С1 заканчивается первый этап.

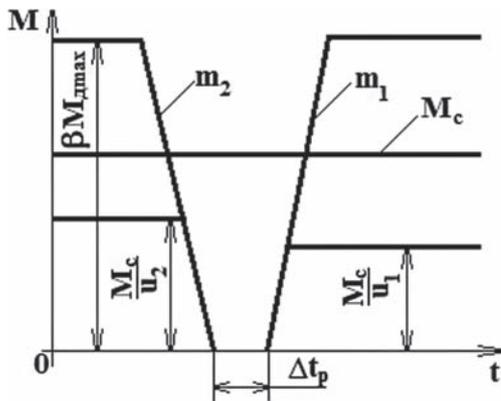


Рисунок 5 — Процесс переключения с высшей передачи на низшую

Второй этап переключения передач сопровождается незначительным буксованием сцепления С1 и последующим его замыканием. Движение автомобиля осуществляется на первой передаче.

Если включить сцепление С1 раньше ($\Delta t < \Delta t_p$), то буксование происходит в условиях, когда ведомые диски вращаются быстрее корпуса сцепления. Момент трения m_1 в этом случае разгоняет вал двигателя I и замедляет вращение выходного вала VII. Движение автомобиля интенсивно замедляется. В противном случае, при $\Delta t > \Delta t_p$, за время разрыва скорость автомобиля станет меньше необходимой V_1 , и последующий разгон до этой скорости приведет к значительной работе буксования сцепления и росту динамической нагрузки в трансмиссии.

Расчет оптимального времени перекрытия при переключении с низшей передачи на высшую для автобуса городского типа. Расчет оптимального времени перекрытия производится по формуле (13). Момент M_c сопротивления движению автобуса, приведенный к выходному валу VII, определяется из выражения

$$M_c = \frac{(F_d + F_B)r_k}{\eta_{\text{гл}} u_{\text{гл}}}, \quad (14)$$

где F_d — сила сопротивления дороги, Н; F_B — сила сопротивления воздуха, Н; r_k — радиус колеса автобуса, м; $u_{\text{гл}}$ — передаточное число главной передачи; $\eta_{\text{гл}}$ — КПД главной передачи.

Сила сопротивления дороги рассчитывается по формуле

$$F_d = \psi g m_a, \quad (15)$$

где ψ — коэффициент сопротивления дороги; m_a — полная масса автобуса, кг; $g = 9,81$ — ускорение свободного падения, м/с².

Коэффициент сопротивления дороги ψ связан с коэффициентом сопротивления качению f и углом подъема дороги α зависимостью

$$\psi = f \cos \alpha + \sin \alpha. \quad (16)$$

Сила сопротивления воздуха равна

$$F_B = k_B F_a V^2, \quad (17)$$

где k_B — коэффициент сопротивления воздуха, Н · с²/м⁴; F_a — лобовая площадь автобуса, м²; V — скорость автобуса, м/с.

После подстановки в (14) выражений (15)–(17) получается

$$M_c = \frac{[(f \cos \alpha + \sin \alpha) g m_a + k_B F_a V^2] r_k}{\eta_{\text{гл}} u_{\text{гл}}}. \quad (18)$$

Оптимальное время перекрытия при переключении с низшей передачи на высшую после подстановки (18) в (13) находится из выражения

$$\Delta t_{\text{опт}} = \frac{[(f \cos \alpha + \sin \alpha) g m_a + k_B F_a V^2] r_k}{\eta_{\text{гл}} k u_{\text{гл}} u_2}. \quad (19)$$

Если не учитывать сопротивление воздуха, то при переходе с первой передачи на вторую для автобуса городского типа МАЗ с параметрами $m_a = 18\,000$ кг; $u_2 = 3,68$; $u_{гп} = 5,83$; $f = 0,018$; $r_k = 0,478$ м; $k = 750$ Н·м/с; $\eta_{гп} = 0,96$; $\alpha = 0$ расчет по формуле (19) дает следующее значение оптимального времени переключения:

$$\Delta t_{пт} = \frac{0,018 \cdot 9,81 \cdot 18000 \cdot 0,478}{0,96 \cdot 750 \cdot 5,83 \cdot 3,68} = 0,098 \text{ с.}$$

Как видно из расчета, время переключения передач с низшей на высшую в коробке передач с двойным сцеплением существенно меньше, чем в обычной механической с ручным управлением или автоматизированной, для которых имеет место разрыв потока мощности.

Заключение. 1. Переключение передач с низшей на высшую должно происходить без разрыва потока мощности, при минимальных потерях энергии на буксование сцеплений и минимальных динамических нагрузках, отсутствии циркуляции мощности в контуре переключаемых передач.

2. В процессе переключения передач изменение момента двигателя должно обеспечивать постоянство угловой скорости входного вала коробки передач, что соответствует равенству нулю ускорения автомобиля и, как следствие, отсутствию значительных динамических нагрузок в трансмиссии.

3. При переключении передач с низшей на высшую темп выключения сцепления С1 выбирается таким образом, чтобы в промежутке времени (t_0, t_1) фактический момент трения m_1 оставался меньшим предельного значения $M_{1г}$ (рисунок 2).

4. В трансмиссии с двойным сцеплением необходимо применять механизмы переключения

передач, позволяющие обеспечивать длительность переключения $\Delta t_{пт}$ при переходе с низшей передачи на высшую, зависящую от величины сопротивления движению автомобиля.

5. Переключение передач с высшей на низшую следует производить с разрывом потока мощности с целью исключения дополнительного буксования сцеплений и циркуляции мощности, причем длительность разрыва потока мощности Δt_p целесообразно выбирать из условия равенства угловых скоростей ведомых дисков и корпуса сцепления низшей передачи.

Список литературы

1. Зайцев, А.Р. Исследование статического равновесия сухого фрикционного двойного сцепления / А.Р. Зайцев // Механизация строительства. — 2013. — № 1. — С. 14–19.
2. Зайцев, А.Р. Методика определения оптимальных параметров настройки системы управления сухим фрикционным двойным сцеплением / А.Р. Зайцев // Механизация строительства. — 2013. — № 3. — С. 10–13.
3. Эффективность применения коробок передач с двойным сцеплением в автобусах городского типа / С.Н. Поддубко [и др.] // Механика машин, механизмов и материалов. — 2015. — № 1(30). — С. 5–11.
4. Басалаев, В.Н. Исследование процесса переключения передач под нагрузкой и оптимизация управления фрикционными муфтами механической трансмиссии / В.Н. Басалаев, А.В. Коваленко // Механика машин, механизмов и материалов. — 2011. — № 2(15). — С. 24–32.
5. Шарипов, В.М. Математическая модель процесса переключения передач в коробке передач трактора / В.М. Шарипов, М.И. Дмитриев, А.С. Зенин // Наука и образование: науч. издание МГТУ им. Н.Э. Баумана [Электронный ресурс]. — 2014. — № 5. — С. 50–65. — Режим доступа: <http://technomag.bmstu.ru/doc/711329.html>. — Дата доступа: 12.05.2015.
6. Вернигор, В.А. Переходные режимы тракторных агрегатов / В.А. Вернигор, А.С. Солонский. — М.: Машиностроение, 1983. — 183 с.
7. Трансмиссии тракторов / К.Я. Львовский [и др.] — М.: Машиностроение, 1976. — 280 с.

PODDUBKO Sergei N., Cand. Techn. Sc., Associate Professor

General Director¹

E-mail: p-s-n@tut.by

GOMAN Arcady M., Cand. Techn. Sc., Associate Professor

Head of the Department of Dynamical Analysis and Vibration Monitoring of Vehicles¹

E-mail: ark.goman@gmail.com

SHPORTKO Vladimir V.

Junior Researcher of the Department of Dynamical Analysis and Vibration Monitoring of Vehicles¹

¹Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus, Minsk, Republic of Belarus

Received 17 July 2015.

THE CHOICE OF THE RATIONAL MODE OF GEAR SHIFTING PROCESS IN MECHANICAL DUAL-CLUTCH TRANSMISSION

Analytical researches of the gear shifting process in cars transmissions with dual clutch are carried out, on the basis of which the choice of rational gear shift laws depending on operational characteristics of the vehicle is offered.

Keywords: dual clutch, mechanical transmission, gearbox, power circulation, gear shift, control principles, car, dynamic model, city type bus

References

1. Zaitsev A.R. Issledovanie staticheskogo ravnovesija sukhogo friktsionnogo dvojnogo stseplenija [Research of the static balance of dry frictional dual clutch]. *Mekhanizatsija stroitel'stva* [Building mechanization], 2013, no. 1, pp. 14–19.
2. Zaitsev A.R. Metodika opredelenija optimal'nykh parametrov nastroiки системы управления sukhim friktsionnym dvoynym stsepleniem [The technique of determining of the optimal adjustment parameters of a dry frictional dual clutch control system]. *Mekhanizatsija stroitel'stva* [Building mechanization], 2013, no. 3, pp. 10–13.
3. Poddubko S.N., Ishin N.N., Goman A.M., Skorokhodov A.S. Effektivnost' primeneniya korobok peredach s dvoynym stsepleniem v avtobusakh gorodskogo tipa [Efficiency of application of direct shift gearboxes in buses of city type]. *Mekhanika mashin, mekhanizmov i materialov* [Mechanics of machines, mechanisms and materials], 2015, no. 1(30), pp. 5–11.
4. Basalaeв V.N., Kovalenko A.V. Issledovanie protsessа pereklyucheniya peredach pod nagruzkoi i optimizatsija upravlenija friktsionnymi muftami mekhanicheskoi transmissii [Under loading gearshift process research and mechanical transmission frictions control optimization]. *Mekhanika mashin, mekhanizmov i materialov* [Mechanics of machines, mechanisms and materials], 2011, no. 2(15), pp. 24–32.
5. Sharipov V.M., Dmitriev M.I., Zenin A.S. Matematicheskaja model' protsessа pereklyucheniya peredach v korobke peredach traktora [Mathematical model of the gearshift process in a tractor gearbox]. *Nauka i obrazovanie* [Science and education], 2014, no. 5, pp. 50–65. Available at: <http://technomag.bmstu.ru/doc/711329.html> (accessed 12 May 2015).
6. Vernigor V.A., Solonskii A.S. *Perekhodnye rezhimy traktornykh agregatov* [Transient regimes of tractor units]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1983. 183 p.
7. Lvovskii K.Ya., Cherpak F.A., Serebrjakov I.N., Shchel'syn N.A. *Transmissii traktorov* [Tractors' transmissions]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1976. 280 p.