
УДК 629.3

В. П. Тарасик, Ю. С. Романович

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ АВТОМОБИЛЯ С ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ

UDC 629.3

V. P. Tarasik, Y. S. Romanovich

MODELING OF GEAR SHIFT OF VEHICLES WITH HYDROMECHANICAL TRANSMISSION

Аннотация

Приведены результаты моделирования процесса переключения передач карьерного самосвала с автоматической гидромеханической трансмиссией. Рассмотрены различные варианты управления фрикционами при переключении передач, дана оценка их влияния на показатели качества переходных процессов в трансмиссии автомобиля.

Ключевые слова:

гидромеханическая трансмиссия, коробка передач, фрикцион, время регулирования, перекрытие характеристик переключения передач, баланс энергии.

Abstract

The results of modeling the gear shift process of a quarry dump truck with automatic hydromechanical transmission are presented. Different variants of friction clutch control during gear shifting are considered, their impact on the quality rating of transient processes in the vehicle transmission is assessed.

Key words:

hydromechanical transmission, gearbox, friction clutch, control time, overlap of gear shift characteristics, energy balance.

В автомобилях широко применяются автоматические трансмиссии. Это позволяет существенно улучшить реализацию потенциальных тягово-скоростных свойств автомобиля, повысить безопасность движения и создать комфортные условия управления автомобилем [1–6].

К автоматическим трансмиссиям предъявляется широкий комплекс специфических требований, обуславливающий необходимость научного поиска решений и разработки технических средств для их реализации. Одно из важнейших требований к автоматическим трансмиссиям заключается в обеспечении непрерывного подвода энергии

двигателя к ведущим колесам автомобиля при переключении передач для получения высокой средней скорости движения на маршруте и снижения дискомфорта водителя и пассажиров в момент переключения. Это достигается путем соответствующего выбора характеристик управления переключением передач.

Рассмотрим данную проблему на примере гидромеханической передачи карьерного самосвала БелАЗ-7555Е грузоподъемностью 60 т. Гидромеханическая передача (ГМП) состоит из гидродинамического трансформатора (ГДТ) и многоступенчатой коробки передач (КП), передачи в которой переключают

посредством многодисковых фрикционов с гидроприводом управления [7].

На рис. 1 представлена конструкция коробки передач. Основные элементы КП: входной вал 18, промежуточный вал 23, выходной вал 27, вал реверса 13 и шесть фрикционов. Фрикцион первой передачи 11 и фрикцион передачи реверса 9 расположены на

валу реверса 13, на входном валу 18 установлены фрикционы второй 7 и третьей 20 передач. На промежуточном валу 23 размещены фрикционы понижающего 5 и повышающего 22 диапазонов. Такая конструктивная схема позволяет получить 6 передач переднего хода и 2 передачи реверса.

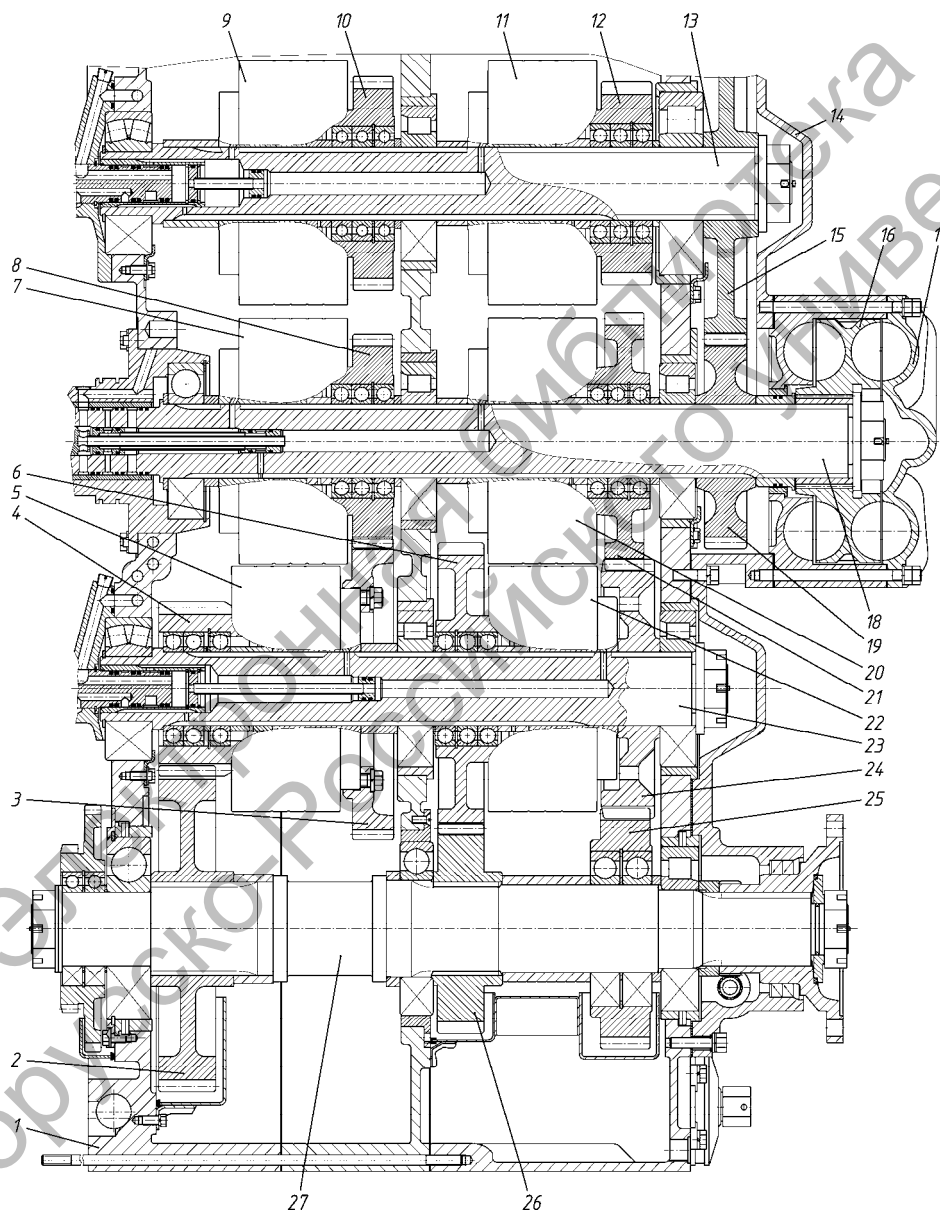


Рис. 1. Коробка передач карьерного самосвала БелАЗ-7555Е

Процесс переключения передач продемонстрируем на примере перехода со второй на третью передачу. Для его

осуществления необходимо выключить фрикцион 7 второй передачи, а вместо него замкнуть фрикцион 20 третьей пере-

дачи. Фрикционы же диапазонов 5 и 22 в этом процессе не принимают участия: первый из них остается в замкнутом состоянии, а второй – в разомкнутом.

Для непрерывной передачи потока энергии через механизмы КП цепь передачи энергии должна быть замкнутой. Это достигается выбором характеристик управления включаемым и выключаемым фрикционами, участвующими в переключении передачи, и соответствующим согласованием этих характеристик во времени протекания процесса управления. Такой характер управления называют переключением передач с перекрытием. При этом происходит перекрытие во времени характеристик управления фрикционами.

Однако при переключении передач с перекрытием в цепи передачи энергии возникают замкнутые контуры, в которых происходит циркуляция энергии, что может привести к существенному возрастанию нагрузок в механизмах коробки передач.

В научной литературе по автотракторостроению распространены термины «циркуляция мощности» и «переключение передач без разрыва потока мощности». Мощность – это характеристика изменения потока энергии во времени, т. е. производная энергии по времени. От двигателя к ведущим колесам автомобиля передаётся (поступает) поток энергии, а не поток мощности, поэтому упомянутые термины некорректны: вместо слова «мощность» необходимо употреблять «энергия». Параметрами потока энергии при ее передаче посредством вращательного движения являются вращающий момент (потенциал энергии) и угловая скорость (фазовая координата носителя потока энергии – сосредоточенной массы). Термин «крутящий момент» в данном случае неприменим, поскольку он отображает явление кручения, скручивания стержней (валов), т. е. определяет де-

формации и напряжения кручения [11, т. 13, с. 501]. Термин же «вращающий момент» отображает вид движения, при котором передаётся поток энергии [11, т. 5, с. 425]. Его применял основоположник теории автомобиля академик Е. А. Чудаков [10, с. 16]. Он также используется в учебной и научной литературе и стандартах по электроприводам. Термины «крутящий момент», «изгибающий момент» свойственны сопромату, а не механике.

Предположим, что осуществляется переключение с перекрытием со второй на третью передачу в коробке передач, представленной на рис. 1. В этом случае начинают осуществлять процесс сжатия фрикционных дисков фрикциона третьей передачи 20 с некоторым опережением по отношению к моменту выключения фрикциона второй передачи 7. В результате образуется замкнутый контур циркуляции энергии, в который входят следующие составляющие элементы КП: включаемый фрикцион 20 третьей передачи (находится в режиме буксования) – зубчатые колеса 21 и 24 третьей передачи – участок промежуточного вала 23 между ведомыми шестернями 24 и 3 третьей и второй передач – зубчатые колёса 3 и 8 второй передачи – фрикцион второй передачи 7 (замкнут) – участок входного вала 18 между фрикционами 7 и 20 соответственно второй и третьей передач.

Для определения нагрузок в механизмах образовавшегося замкнутого контура и величины циркулирующей в нём энергии в процессе переключения передачи необходима разработка соответствующей динамической модели коробки передач, позволяющей учесть отмеченные особенности процесса и физические свойства объекта моделирования. Приведенные в [1–7] динамические модели с линейной цепью передачи энергии для решения поставленной задачи неприемлемы.

На рис. 2 представлена разработанная авторами оригинальная динамическая модель гидромеханической трансмиссии карьерного само-

свала БелАЗ-7555Е, позволяющая исследовать процессы переключения передач с перекрытием характеристик управления фрикционами.

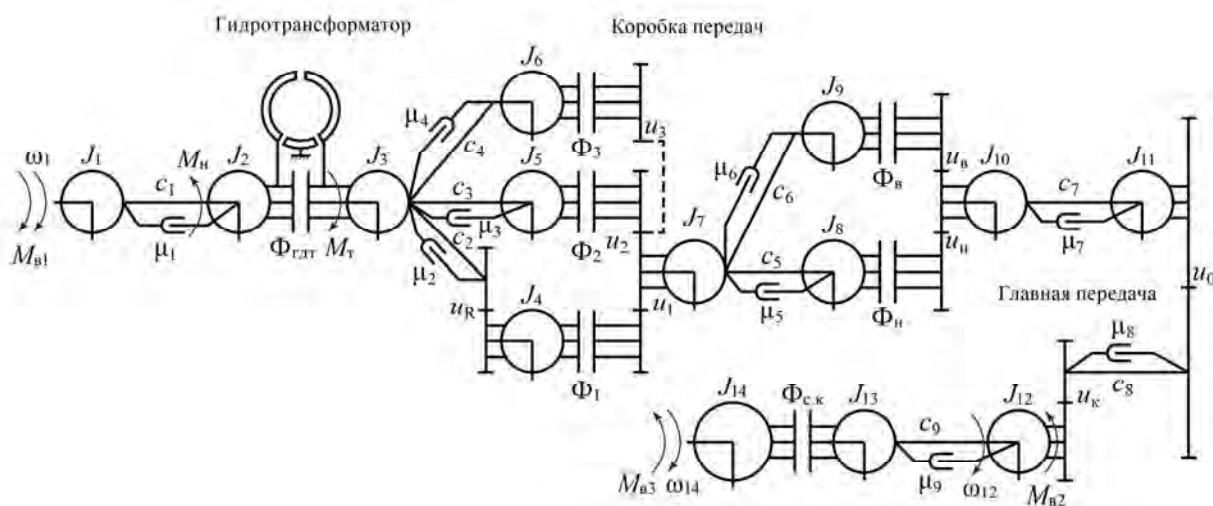


Рис. 2. Динамическая модель трансмиссии

Расшифровка обозначений, принятых на рис. 2, приведена в [8].

В коробке передач для исследования переключений между первой, второй и третьей передачами выделены три замкнутых контура. Например, при переключении со второй передачи на третью в замкнутый контур входят упругие элементы с параметрами жёсткости c_3 и c_4 , фрикционы второй и третьей передач Φ_2 и Φ_3 , зубчатые передачи с передаточными числами этих передач u_2 и u_3 . Для моделирования процессов переключения диапазонов также выделен замкнутый контур, в составе которого упругие элементы с параметрами c_5 и c_6 , фрик-

ционы включения низшего и высшего диапазонов Φ_n и Φ_v , зубчатые передачи с передаточными числами этих диапазонов u_n и u_v .

На основе структурно-матричного метода [9] по данной динамической модели составлена математическая модель исследуемой трансмиссии. Она включает топологические уравнения, описывающие структуру динамической модели и взаимодействие её элементов, и компонентные уравнения упругих и диссипативных элементов. Полностью приведём только топологические уравнения:

$$\begin{aligned}
 \frac{d\omega_1}{dt} &= (M_{B1} - M_{y,d1})/J_1 ; \\
 \frac{d\omega_2}{dt} &= [M_{y,d1} - M_H - M_{\phi,гг} \text{sign}(\omega_2 - \omega_3)(1 - L_{гг}) - (M_{y,d2} + M_{y,d3} + M_{y,d4})L_{гг}P_{гг}] / (J_2 + J_3L_{гг}) ; \\
 \frac{d\omega_3}{dt} &= [M_T + M_{\phi,гг} \text{sign}(\omega_2 - \omega_3)(1 - L_{гг}) + M_{y,d1}L_{гг}P_{гг} - M_{y,d2} - M_{y,d3} - M_{y,d4}] / (J_2L_{гг} + J_3) ; \\
 \frac{d\omega_4}{dt} &= \left\{ M_{y,d2}u_R\eta_R - \left[M_{\phi 1} \text{sign}(\omega_4 - \omega_7u_1)(1 - L_1) + \frac{(M_{y,d5} + M_{y,d6})L_1P_1}{u_1\eta_1} \right] D_1 \right\} / \left(J_4 + \frac{J_7L_1D_1}{u_1^2} \right) ; \\
 \frac{d\omega_5}{dt} &= \left\{ M_{y,d3} - \left[M_{\phi 2} \text{sign}(\omega_5 - \omega_7u_2)(1 - L_2) + \frac{(M_{y,d5} + M_{y,d6})L_2P_2}{u_2\eta_2} \right] D_2 \right\} / \left(J_5 + \frac{J_7L_2D_2}{u_2^2} \right) ; \\
 \frac{d\omega_6}{dt} &= \left\{ M_{y,d4} - \left[M_{\phi 3} \text{sign}(\omega_6 - \omega_7u_3)(1 - L_3) + \frac{(M_{y,d5} + M_{y,d6})L_3P_3}{u_3\eta_3} \right] D_3 \right\} / \left(J_6 + \frac{J_7L_3D_3}{u_3^2} \right) ; \\
 \frac{d\omega_7}{dt} &= \left\{ \left[M_{\phi 1} \text{sign}(\omega_4 - \omega_7u_1)(1 - L_1) + M_{y,d2}u_R\eta_Ru_1\eta_1L_1P_1 \right] D_1 + \right. \\
 &\quad \left. + \left[M_{\phi 2} \text{sign}(\omega_5 - \omega_7u_2)(1 - L_2) + M_{y,d3}u_2\eta_2L_2P_2 \right] D_2 + \right. \\
 &\quad \left. + \left[M_{\phi 3} \text{sign}(\omega_6 - \omega_7u_3)(1 - L_3) + M_{y,d4}u_3\eta_3L_3P_3 \right] D_3 - M_{y,d5} - M_{y,d6} \right\} / \\
 &\quad \left(J_7 + J_4u_1^2L_1D_1 + J_5u_2^2L_2D_2 + J_6u_3^2L_3D_3 \right) ; \\
 \frac{d\omega_8}{dt} &= \left\{ M_{y,d5} - \left[M_{\phi H} \text{sign}(\omega_8 - \omega_{10}u_H)(1 - L_H) + \frac{M_{y,d7}L_HP_H}{u_H\eta_H} \right] D_H \right\} / \left(J_8 + \frac{J_{10}L_HD_H}{u_H^2} \right) ; \\
 \frac{d\omega_9}{dt} &= \left\{ M_{y,d6} - \left[M_{\phi B} \text{sign}(\omega_9 - \omega_{10}u_B)(1 - L_B) + \frac{M_{y,d7}L_BP_B}{u_B\eta_B} \right] D_B \right\} / \left(J_9 + \frac{J_{10}L_BD_B}{u_B^2} \right) ; \\
 \frac{d\omega_{10}}{dt} &= \left\{ \left[M_{\phi H} \text{sign}(\omega_8 - \omega_{10}u_H)(1 - L_H) + M_{y,d5}u_H\eta_HL_HP_H \right] D_H + \right. \\
 &\quad \left. + \left[M_{\phi B} \text{sign}(\omega_9 - \omega_{10}u_B)(1 - L_B) + M_{y,d6}u_B\eta_BL_BP_B \right] D_B - M_{y,d7} \right\} / \left(J_{10} + J_8u_H^2L_HD_H + J_9u_B^2L_BD_B \right) ; \\
 d\omega_{11}/dt &= [M_{y,d7} - M_{y,d8}/(u_0\eta_0)] / J_{11} ; \\
 d\omega_{12}/dt &= (M_{y,d8}u_K\eta_K - M_{y,d9} - M_{B2}) / J_{12} ; \\
 d\omega_{13}/dt &= [M_{y,d9} - M_{\phi K} \text{sign}(\omega_{13} - \omega_{14})(1 - L_K) - M_{B3}L_KP_K] / (J_{13} + J_{14}L_K) ; \\
 d\omega_{14}/dt &= [M_{\phi K} \text{sign}(\omega_{13} - \omega_{14})(1 - L_K) + M_{y,d9}L_KP_K - M_{B3}] / (J_{14} + J_{13}L_K) .
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

Компонентные уравнения упругих элементов были составлены в дифференциальной форме $dM_{yi}/dt = f(c_i, \omega_j)$.

В результате общий порядок системы дифференциальных уравнений равен 19. Методика составления уравнений изло-

жена в [9].

В уравнениях (1) $M_{y,di} = M_{yi} + M_{di}$, где M_{yi} – момент i -го упругого элемента; M_{di} – момент i -го диссипативного элемента; L_j, P_j, D_j – дискретные функ-

ции: L_j – функция состояния j -го фрикциона (при $L_j = 0$ фрикцион буксует; при $L_j = 1$ – замкнут); P_j – функция размыкания замкнутого фрикциона при недостаточном моменте трения; D_j – функция управления фрикционом

(при $D_j = 1$ включён механизм управления j -м фрикционом, его гидроцилиндр находится под давлением рабочей жидкости $P_{\phi j}$ (рис. 3); при $D_j = 0$ гидроцилиндр фрикциона соединён со сливом).

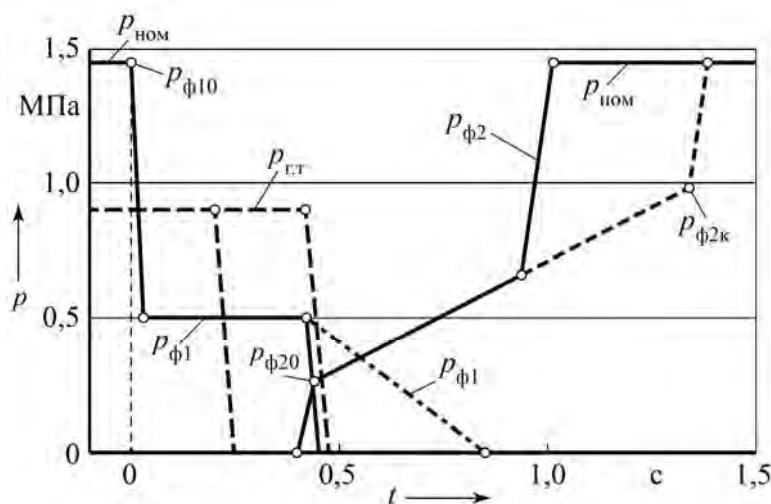


Рис. 3. Характеристики управления фрикционами

Функцию состояния j -го фрикциона можно найти из выражения

$$L_j = \begin{cases} 1 & \text{при } |\omega_{вдцj} - \omega_{вдмj}| \leq \Delta\omega; \\ 0 & \text{при } |\omega_{вдцj} - \omega_{вдмj}| > \Delta\omega, \end{cases} \quad (2)$$

где $\omega_{вдцj}$, $\omega_{вдмj}$ – угловые скорости соответственно ведущего и ведомого фрикционных элементов; $\Delta\omega$ – допустимая разность между $\omega_{вдцj}$ и $\omega_{вдмj}$, определяющая условия замыкания фрикциона (принимают $\Delta\omega$ в пределах 0,01...0,001 рад/с).

После замыкания фрикциона необходимо принять $\omega_{вдмj} = \omega_{вдцj}$.

Функция размыкания фрикциона определяется из выражения

$$P_j = 0,5 \left[1 + \text{sign} \left(M_{\phi j} - |M_{у.дк} \pm J_i \varepsilon_i| \right) \right], \quad (3)$$

где $M_{у.дк}$ – суммарный момент k -х упругого и диссипативного элементов, примыкающих к i -й массе на входе или выходе фрикциона; J_i , ε_i – момент инерции и угловое ускорение i -й массы. Если масса расположена на входе фрикциона, принимается знак «минус», а если на выходе – «плюс».

Коэффициент трения μ_{ϕ} при буксовании фрикциона вычисляется по формуле

$$\mu_{\phi} = \mu_{\min} + (\mu_{\max} - \mu_{\min}) \times \exp(-k_e r_{\phi} |\omega_{вдц} - \omega_{вдм}|), \quad (4)$$

где μ_{\min} , μ_{\max} – минимальное и максимальное значения коэффициента трения; k_e – коэффициент экспоненты; r_{ϕ} – средний радиус трения фрикционных дисков, м.

Принимается $\mu_{\min} = 0,06$, $\mu_{\max} = 0,1$, $k_e = 0,265$, а коэффициент сцепления $\varphi = 0,12$.

Рассмотрим результаты исследований, выполненных на основе разработанной математической модели при переключении $2 \rightarrow 3$. Имитировалось движение самосвала в карьере «Гранит» (г. Микашевичи, Брестская обл.).

На рис. 3 показаны характеристики управления фрикционами гидромеханической передачи. Они представляют собой графики изменения во времени давления рабочей жидкости p , подаваемой в гидроцилиндры фрикциона.

Выполнено моделирование четырех вариантов характеристик управления. В вариантах 1 и 2 переключение осуществлялось с нулевым перекрытием характеристик управления фрикционами Φ_2 и Φ_3 второй и третьей передач, а в вариантах 3 и 4 производилось переключение с положительным перекрытием. На время переключения передачи гидротрансформатор разблокировали, выключая фрикцион блокировки $\Phi_{\text{гдт}}$. В вариантах 1 и 3 выключение $\Phi_{\text{гдт}}$ выполнялось в момент подачи сигнала на включение фрикциона Φ_3 , а в вариантах 2 и 4 – с опережением на 0,2 с. В гидроцилиндре выключаемого фрикциона Φ_2 давление предварительно снижалось ступенчато до величины $p_{\text{ф2}} = 0,5$ МПа за 0,4 с до начала включения Φ_3 , а затем в вариантах 1 и 2 резко снижалось до нуля, что соответствовало условию переключения с нулевым перекрытием. В вариантах 3 и 4 на интервале времени нарастания давления $p_{\text{ф3}}$ в гидроцилиндре фрикциона Φ_3 осуществлялось постепенное плавное снижение давления $p_{\text{ф2}}$ в гидроцилиндре фрикциона Φ_2 (штрихпунктирная линия на рис. 3), что позволяло имитировать переключение с положительным перекрытием характеристик управления

фрикционами. Время перекрытия составляло 0,4 с.

Предусмотрена возможность процесса регулирования давления в гидроцилиндре включаемого фрикциона t_p на интервале времени $t_p = 0,9$ с, что позволяло его плавно включить при любых дорожных условиях и уровнях нагрузки автомобиля. Но в момент замыкания фрикциона Φ_3 давление сразу же поднималось до номинального значения $p_{\text{ном}}$ с целью предотвращения перехода его в режим буксования.

На рис. 4, а представлены графики изменения во времени удельной мощности $P_{\text{ф3}}$ и удельной работы $W_{\text{ф3}}$ фрикциона Φ_3 , а на рис. 4, в – приращения поверхностной $\Delta T_{\text{п.ф3}}$ и объемной $\Delta T_{\text{об.ф3}}$ температуры фрикционных дисков при переключении с нулевым перекрытием. На рис. 4, б и г показаны графики изменения характеристик тех же процессов при переключении с перекрытием.

Значения $P_{\text{ф3}}$, $W_{\text{ф3}}$, $\Delta T_{\text{п.ф3}}$, $\Delta T_{\text{об.ф3}}$ в последнем случае оказались существенно выше, чем в первом. Кроме того, происходит буксование выключаемого фрикциона Φ_2 , что отображается графиком его удельной мощности $P_{\text{ф2}}$. Но $P_{\text{ф2}}$ значительно меньше в сравнении с $P_{\text{ф3}}$ в связи с малым временем буксования фрикциона Φ_2 , что обусловлено слишком большой разницей в значениях статического и динамического коэффициентов трения используемого фрикционного материала. Их значения различаются практически в 2 раза. Таким образом, теплонапряженность работы фрикционов при переключении с перекрытием существенно возрастает.

Для оценки влияния характеристик управления на нагрузки механизмов трансмиссии рассмотрим полученные графики изменения вращающих

моментов, приведенные на рис. 5, *a–z*. Индексы *i* в обозначениях моментов упругих элементов M_{yi} соответствуют

номерам индексов параметров этих элементов на рис. 2.

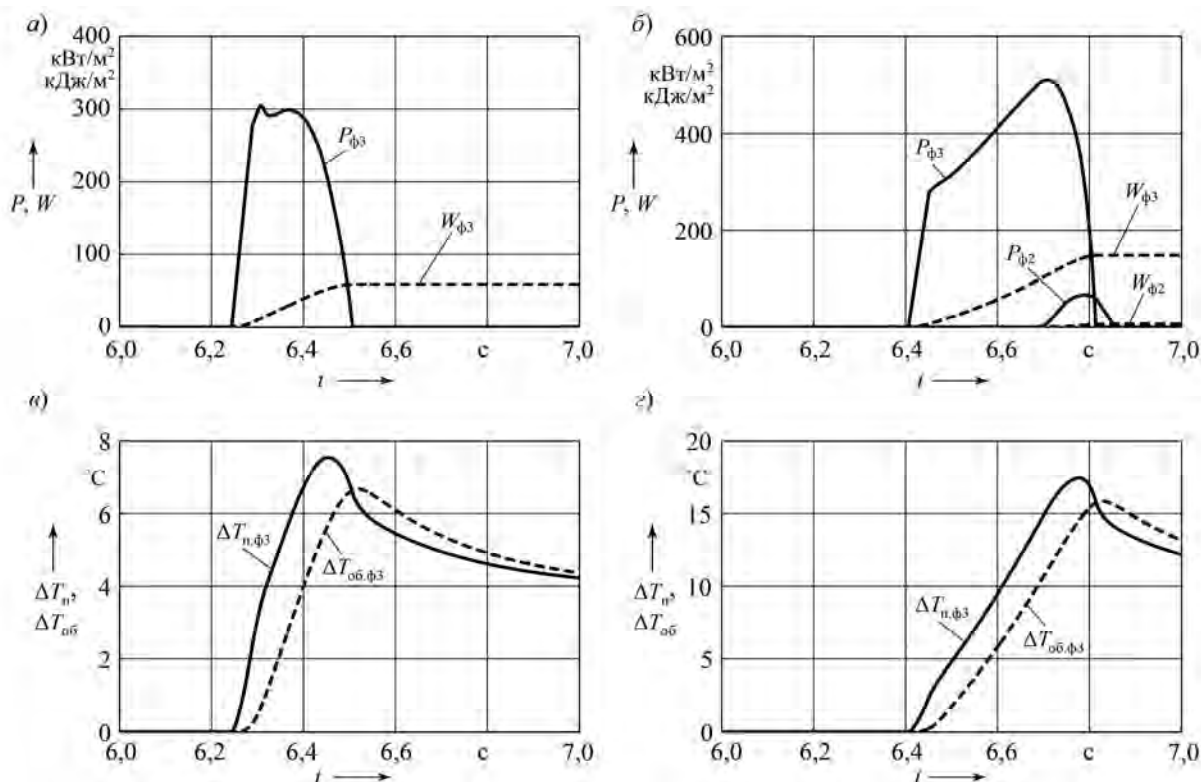


Рис. 4. Графики показателей теплонапряженности работы фрикционов коробки передач

Упругие элементы с параметрами c_2, c_3, c_4, c_5, c_6 отображают физические свойства валов коробки передач, а упругий элемент c_7 – карданного вала (см. рис. 2). При переключении передачи с нулевым перекрытием (рис. 5, *a* и *в*) фрикцион Φ_2 выключается практически одновременно с началом буксования фрикциона Φ_3 включаемой передачи, поэтому энергия в коробку передач в основном поступает через упругий элемент c_4 и далее передаётся к упругому элементу c_5 , и замкнутый контур циркуляции энергии не образуется. Небольшие колебания момента M_{y3} после выключения фрикциона Φ_2 обусловле-

ны колебаниями массы J_5 и выделяемой ею накопленной кинетической энергией.

При переключении передачи с перекрытием (рис. 5, *б* и *г*) буксование фрикциона Φ_3 начинается и происходит в течение некоторого времени при замкнутом состоянии фрикциона Φ_2 . Вследствие этого образуется замкнутый контур циркуляции энергии, в который вовлекаются упругие элементы c_3, c_4 , фрикционы Φ_2, Φ_3 и зубчатые передачи с передаточными числами u_2 и u_3 второй и третьей передач. В результате в упругом элементе c_3 возникает отрицательный момент M_{y3} ,

что приводит к существенному возрастанию момента M_{y4} в упругом элементе c_4 и, как следствие, увеличению моментов в упругих элементах M_{y5} и M_{y7} , т. е. на промежуточном и выход-

ном валах КП и на карданном валу, что видно из рис. 5, а. Но минимальные их значения, наоборот, меньше, чем в вариантах переключения с нулевым перекрытием, что влечет за собой замедление автомобиля и потерю скорости.

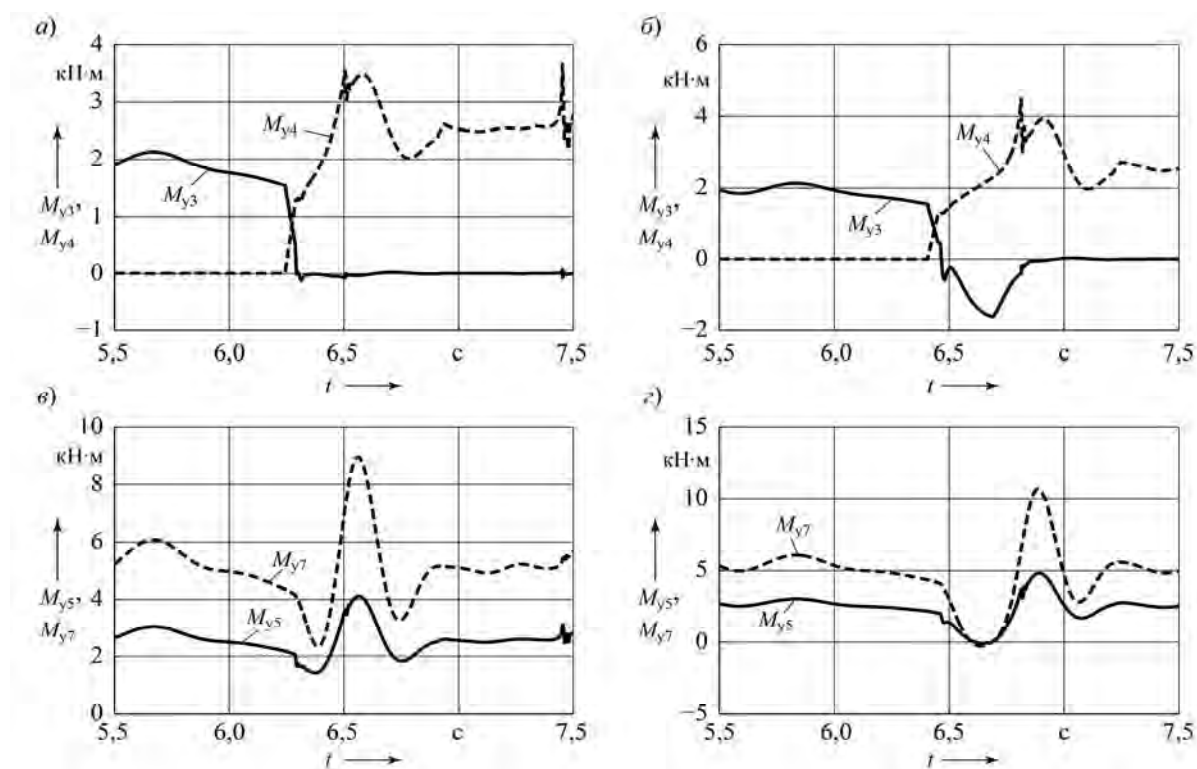


Рис. 5. Графики динамических нагрузок на валах трансмиссии при переключении передачи

На рис. 6, а и б показаны графики изменения во времени ускорения автомобиля, а на рис. 6, в и г – скорости движения в процессе переключения передачи. Очевидно, что характеристики управления фрикционами оказывают существенное влияние на параметры движения автомобиля. При переключении с перекрытием возрастает максимальное значение ускорения a_{\max} и амплитуда его колебания $\Delta a = a_{\max} - a_{\min}$, увеличивается потеря скорости за время переключения (см. рис. 6, г), ухудшается плавность движения и комфортность ав-

томобиля.

В табл. 1 приведены значения исследуемых параметров. Эти параметры представляют собой показатели качества процесса переключения передач. Дана оценка соотношения показателей в процентах.

За 100 % приняты значения показателей, полученные в первом варианте, соответствующем переключению с нулевым перекрытием и совмещением момента времени выключения фрикциона блокировки ГДТ $\Phi_{\text{ГДТ}}$ с моментом включения фрикциона Φ_3 .

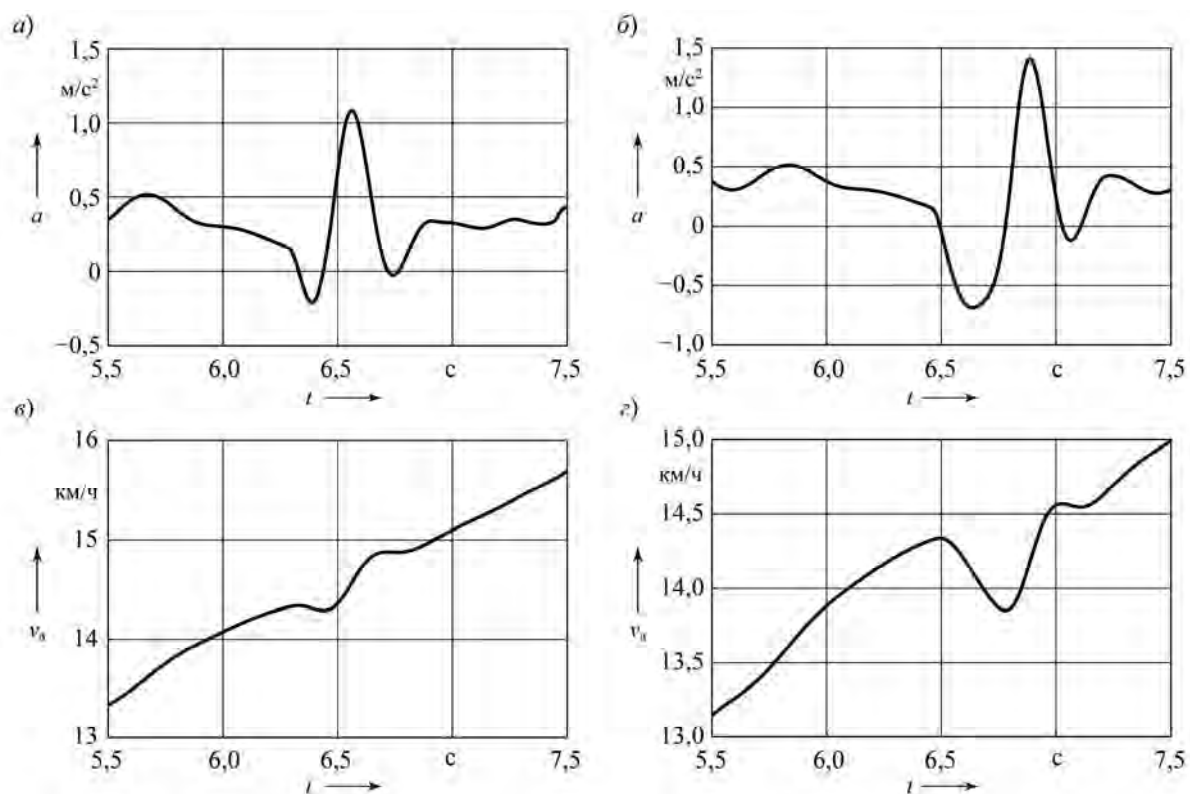


Рис. 6. Графики ускорения и скорости автомобиля при переключении передачи

Табл. 1. Значения показателей качества процесса переключения передач

Параметры	Вариант управления фрикционами			
	без перекрытия		с перекрытием	
	1	2	3	4
Время буксования фрикциона Φ_3 , с (%)	0,263 (100)	0,327 (125)	0,408 (155)	0,421 (161)
Удельная работа буксования, кДж/м ² (%): фрикциона Φ_3 фрикциона Φ_2	58,9 (100) 0	81,3 (138) 0	148,3 (252) 5,2	158,9 (270) 3,0
Удельная мощность буксования, кВт/м ² (%): фрикциона Φ_3 фрикциона Φ_2	304,8 (100) 0	308,9 (101) 0	511,1 (168) 65,9	530,4 (174) 47,1
Температура фрикционных дисков, град (%)	7,6 (100)	10,0 (133)	17,5 (232)	18,8 (249)
Максимальный вращающий момент, Н·м (%): на турбине ГДТ на входном валу КП в замкнутом контуре КП на карданном валу	3104 (100) 3557 (100) -119 (100) 8969 (100)	3342 (108) 3974 (112) -475 (399) 7479 (83)	3696 (119) 4490 (126) -1610 (1359) 10670 (119)	3669 (118) 4569 (129) -1248 (1053) 10540 (118)
Ускорение автомобиля, м/с ² : максимальное минимальное	1,08 (100) -0,20 (100)	0,79 (73) -0,39 (195)	1,41 (131) -0,68 (340)	1,39 (129) -0,39 (195)
Джерк, м/с ³ : максимальный минимальный	11,73 (100) -9,88 (100)	8,60 (73) -6,30 (64)	20,70 (176) -13,90 (141)	20,94 (179) -13,56 (137)
Снижение скорости автомобиля за время переключения передачи, %	0,35	1,43	3,42	3,73

На основании полученных результатов можно заключить, что перекрытие передач приводит к существенному увеличению нагрузок в трансмиссии и теплонапряженности работы фрикциона, ухудшает плавность движения автомобиля, характеризуемую амплитудами изменения ускорения и джерка (скорости изменения ускорения).

Таким образом, рекомендуемое многими специалистами переключение передач с перекрытием не оправдывает возлагаемые на него надежды. Как показывают исследования, наилучшие значения показателей качества процесса переключения достигаются при нулевом перекрытии с синхронным разблокированием ГДТ.

Проведем анализ баланса потока энергии, передаваемой механизмами КП за время буксования $t_{\text{б}}$ включаемого фрикциона Φ_3 . К коробке передач подводится энергия W_{T} , генерируемая на валу турбины ГДТ за время $t_{\text{б}}$, а также часть накопленной массой J_3 кинетической энергии $\Delta E_{\text{к}3}$, выделяемой в связи со снижением ее угловой скорости. Значение энергии W_{T} , Дж, вычисляется по формуле

$$W_{\text{T}} = \int_0^{t_{\text{б}}} M_{\text{T}} \omega_{\text{T}} dt, \quad (1)$$

где M_{T} – вращающий момент турбины, Н·м; ω_{T} – угловая скорость вращения турбины, рад/с.

Изменение кинетической энергии i -й массы КП за время $t_{\text{б}}$ соответствует выражению

$$\Delta E_{\text{к}i} = \frac{J_i}{2} (\omega_{\text{н}i}^2 - \omega_{\text{к}i}^2), \quad (2)$$

где $\omega_{\text{н}i}$, $\omega_{\text{к}i}$ – начальная и конечная угловые скорости вращения i -й массы.

Энергия, передаваемая валами КП

за время $t_{\text{б}}$, вычисляется по формуле

$$W_{\text{y}j} = \int_0^{t_{\text{б}}} M_{\text{y}j} \omega_i dt, \quad (3)$$

где $W_{\text{y}j}$ – суммарное количество энергии, переданной через j -й упругий элемент (вал КП) за время буксования фрикциона $t_{\text{б}}$, Дж; $M_{\text{y}j}$ – вращающий момент на j -м упругом элементе, Н·м; ω_i – угловая скорость i -й массы, непосредственно связанной с j -м упругим элементом.

Энергия буксования k -го фрикциона $W_{\text{ф}k}$, Дж, определяется по формуле

$$W_{\text{ф}k} = \int_0^{t_{\text{б}}} |M_{\text{ф}k} \omega_{\text{ф}k}| dt, \quad (4)$$

где $M_{\text{ф}k}$ – момент трения фрикциона, Н·м; $\omega_{\text{ф}k}$ – угловая скорость относительного скольжения фрикционных дисков k -го фрикциона, рад/с.

На рис. 7, а представлена диаграмма баланса энергии при переключении $2 \rightarrow 3$, осуществляемом с нулевым перекрытием передач (вариант характеристик управления 1), а на рис. 7, б – при положительном перекрытии (вариант 3).

Приняты следующие обозначения составляющих баланса энергии: $\Sigma \Delta E_{\text{к}}^+$ – суммарная кинетическая энергия, выделенная массами J_3 , J_4 , J_5 , J_6 за время $t_{\text{б}}$ в связи со снижением их угловых скоростей; $\Sigma \Delta E_{\text{к}}^-$ – энергия, затраченная на увеличение кинетической энергии массы J_7 в связи с ее разгоном; $W_{\text{y}3}$ – количество энергии, передаваемой через упругий элемент c_3 за время $t_{\text{б}}$ в связи с циркуляцией энергии в замкнутом контуре (знак «минус» в обозначении этой энергии означает, что она передается через замкнутый фрикцион Φ_2 к упругому элементу c_3 и далее к

упругому элементу c_4); W_{y4} – количество энергии, передаваемой через упругий элемент c_4 ; W_{y5} – количество энергии,

поступающей через упругий элемент c_5 к фрикциону Φ_H понижающего диапазона.

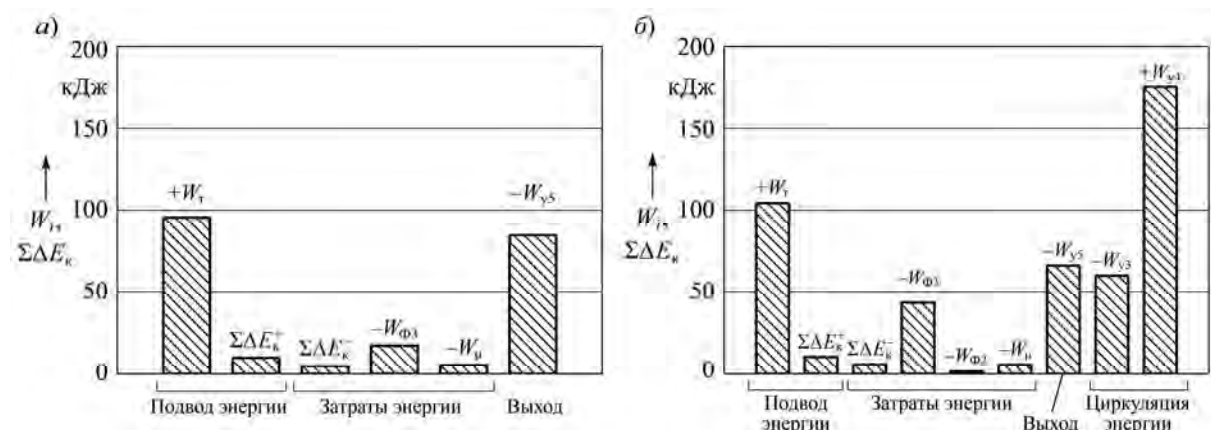


Рис. 7. Диаграммы баланса энергии в коробке передач

В табл. 2 приведены значения составляющих потока энергии, полученные для исследуемых вари-

антов управления фрикционами при переключении 2 → 3.

Табл. 2. Значения составляющих баланса энергии за время буксования фрикциона Φ_3

Составляющая баланса энергии, кДж	Вариант управления фрикционами			
	без перекрытия		с перекрытием	
	1	2	3	4
Энергия гидротрансформатора W_T	95,6	118,8	104,3	108,1
Изменение кинетической энергии масс: $\Sigma\Delta E_k^+$	9,8	11,5	10,4	10,0
	$\Sigma\Delta E_k^-$	-4,7	-3,1	-5,8
Работа буксования фрикционов: $W_{\phi3}$	-17,2	-23,8	-43,3	-46,5
	$W_{\phi2}$	0	0	-1,5
Работа диссипативных элементов W_{μ}	-5,4	-6,3	-5,6	-5,3
Энергия в контуре циркуляции: W_{y3}	0	0	-59,8	-66,0
	W_{y4}	95,7	128,2	175,2
Энергия на выходе КП W_{y5}	-84,6	-102,6	-66,0	-63,5
КПД $\eta_{к.п.ср}$	0,803	0,787	0,576	0,538

Из представленных диаграмм и табл. 2 видно, что в варианте управления фрикционами 3 в связи с циркуляцией энергии в замкнутом контуре через упругий элемент c_4 передается 175,2 кДж энергии, в то время как в варианте 1

только 95,7 кДж, т. е. в 1,83 раза меньше. Это приводит к увеличению максимального значения вращающего момента на данном упругом элементе в 1,26 раза по сравнению с вариантом 1 (см. табл. 1). За тот же период времени

t_6 через упругий элемент c_3 передается 59,8 кДж энергии. Это количество энергии и представляет собой энергию циркуляции, создающую перегрузку участка входного вала коробки передач, расположенного между фрикционами Φ_2 и Φ_3 (см. рис. 1).

Суммарные затраты (потери) энергии в КП

$$W_{\text{пот}} = -(W_{\Phi_3} + W_{\Phi_2} + \Sigma \Delta E_{\text{к}}^- + W_{\mu}). \quad (5)$$

При переключении передач без перекрытия (вариант 1) суммарные потери составляют 27,3 кДж, а с перекрытием они возрастают в 2,06 раза и равны 56,2 кДж. При этом работа буксования W_{Φ_3} фрикциона Φ_3 увеличивается в 2,52 раза.

Среднее значение КПД коробки передач $\eta_{\text{к.п.ср}}$ за время буксования t_6 фрикциона Φ_3 можно вычислить по формуле

$$\eta_{\text{к.п.ср}} = |W_{y5} / \Sigma W_{\text{подв}}|, \quad (6)$$

где $\Sigma W_{\text{подв}}$ – суммарное количество энергии, подводимое к КП за время t_6 ,

$$\Sigma W_{\text{подв}} = W_{\text{т}} + \Sigma \Delta E_{\text{к}}^+. \quad (7)$$

Значения КПД приведены в табл. 2.

Выводы

1. Предложена новая математическая модель описания физических свойств гидромеханической трансмиссии автомобиля, позволяющая выявлять возникновение замкнутых контуров

циркуляции энергии при переключении передач, исследовать нагрузки элементов этих контуров, их влияние на нагрузки во всех других элементах трансмиссии, теплонапряженность фрикционов и характеристики движения автомобиля в интервале времени переключения передачи.

2. Установлено, что при переключении передачи с перекрытием характеристик управления фрикционами в коробке передач возникает замкнутый контур циркуляции энергии, при этом величина передаваемой энергии в одном из упругих элементов контура, соединяющих между собой включаемый и выключаемый фрикционы, значительно превышает количество энергии, подводимой к коробке передач от двигателя и гидротрансформатора на интервале времени переключения передачи.

3. Положительное перекрытие передач приводит к значительному возрастанию моментов динамической нагрузки всех валов трансмиссии, увеличивает работу буксования фрикциона включаемой передачи, амплитуду изменения ускорения автомобиля и величину падения его скорости на интервале времени переключения, ухудшает комфортность автомобиля.

4. Оптимальные значения показателей качества процесса переключения передачи достигаются при нулевом перекрытии характеристик управления фрикционами включаемой и выключаемой передач при одновременном синхронном разблокировании гидротрансформатора на время осуществления переключения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Альгин, В. Б. Расчёт мобильной техники. Кинематика, динамика, ресурс / В. Б. Альгин. – Минск : Беларус. навука, 2014. – 271 с.
2. Гируцкий, О. И. Электронные системы управления агрегатами автомобиля / О. И. Гируцкий, Ю. К. Есеновский-Лашков, Д. Г. Поляк. – М. : Транспорт, 2000. – 213 с.
3. Нарбут, А. Н. Гидромеханические передачи автомобилей / А. Н. Нарбут. – М. : Гринлайт, 2010. – 192 с.

4. **Мельников, А. А.** Управление техническими объектами автомобилей и тракторов / А. А. Мельников. – М. : Академия, 2003. – 376 с.
5. **Савич, Е. Л.** Легковые автомобили / Е. Л. Савич. – Минск : Новое знание, 2009. – 651 с.
6. **Тарасик, В. П.** Интеллектуальные системы управления автотранспортными средствами: монография / В. П. Тарасик, С. А. Рынкевич. – Минск : Технопринт, 2004. – 512 с. : ил.
7. Диагностирование гидромеханических передач мобильных машин : монография / Н. Н. Горбатенко [и др.] ; под общ. ред. д-ра техн. наук, проф. В. П. Тарасика. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – 511 с.
8. **Тарасик, В. П.** Моделирование процесса нагрева многодисковых фрикционов гидромеханической передачи / В. П. Тарасик, Ю. С. Романович, В. С. Савицкий // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2012. – № 1. – С. 107–117.
9. **Тарасик, В. П.** Математическое моделирование технических систем : учебник для вузов / В. П. Тарасик. – Минск : Дизайн ПРО, 2004. – 640 с.
10. **Чудаков, Е. А.** Избранные труды. Теория автомобиля / Е. А. Чудаков. – М. : Изд-во АН СССР, 1961. – Т. 1. – 463 с.
11. Большая Советская Энциклопедия : в 30 т. – 3-е изд. – М. : Советская энциклопедия, 1970–1978.

Статья сдана в редакцию 31 марта 2015 года

Владимир Петрович Тарасик, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. E-mail: avto@bru.mogilev.by.

Юрий Сергеевич Романович, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет. E-mail: rys@tut.by.

Vladimir Petrovich Tarasik, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. E-mail: avto@bru.mogilev.by.

Yury Sergeevich Romanovich, senior lecturer, Belarusian-Russian University. E-mail: rys@tut.by.