

живает несколько гидродвигателей.

Применяются два типа гидродвигателей: высокомоментные (радиально-поршневые) и высокооборотные (аксиально-поршневые).

Достоинствами высокомоментных гидродвигателей являются возможность передачи больших крутящих моментов и устойчивая работа под нагрузкой при малой частоте вращения ( $7 \dots 10 \text{ мин}^{-1}$ ). В связи с этим упрощается конструкция мотор-колеса, так как исключается необходимость в колесном редукторе. Еще одним важным достоинством этих гидродвигателей является размещение поршней в статоре, в результате чего на поршни не действуют центробежные силы, а при отсутствии давления жидкости легко исключить касание роликов к профильной поверхности ротора и обеспечить свободное вращение колеса с любой скоростью (при неподвижных поршнях гидромотора).

Высокооборотные гидродвигатели имеют меньший диаметр, чем высокомоментные, поэтому при малом диаметре ступицы колеса или по другим причинам, исключающим применение высокомоментных гидромоторов, используются аксиально-поршневые. По сравнению с высокомоментными, аксиально-поршневые гидродвигатели передают меньшие крутящие моменты и работают под нагрузкой с минимально устойчивой частотой вращения в пределах  $100 \dots 150 \text{ мин}^{-1}$ , что требует установки между гидродвигателем и колесом понижающего редуктора.

Для уточнения зависимостей между силовыми и кинематическими параметрами взаимодействия многоколесного движителя СТТМ с ГОТ с различными видами опорной поверхности могут потребоваться дополнительные исследования, в частности по определению тяговых, тормозных, маневренных свойств.

Работа выполнена при финансовой поддержке Минобрнауки РФ в рамках договора №9905/17/07-к-12 между ОАО «КАМАЗ» и МГТУ им. Н.Э. Баумана.

#### Литература

1. Белоусов Б.Н., Шухман С.Б. Прикладная теория наземных-транспортных средств с мехатронными системами / Под общ. ред. Б.Н. Белоусова. – М.: Агроконсалт, 2013. – 612 с.
2. Афанасьев Б.А., Белоусов Б.Н., Гладов Г.И. и др. Проектирование полноприводных колесных машин: В 3 т. Т.1 / Под ред. А.А. Полунгяна. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 496 с.
3. Гладов Г.И., Петренко А.М. Специальные транспортные средства: Проектирование и конструкции / Под ред. Г.И. Гладова. – М.: ИКЦ: «Академкнига», 2004. – 320 с.
4. Шарипов В.М., Апельинский Д.В., [Арустамов Л.Х.] и др. Тракторы. Конструкция / Под общ. ред. В.М. Шарипова. – М.: Машиностроение, 2012. – 790 с.
5. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. – М.: Машиностроение, 2009. 752 с.
6. [Кожевников В.С.], Маринкин А.П., Серебряков В.В. и др. Выбор и определение параметров гидромеханических передач / Под общ. ред. В.М. Шарипова. – М.: Университет машиностроения, 2012. – 66 с.
7. Шарипов В.М. Проектирование механических, гидромеханических и гидрообъемных передач тракторов. – М.: МГТУ «МАМИ», 2002. – 300 с.
8. Городецкий К.И., Крумбольдт Л.Н., Щельцын Н.А. Конструирование и расчет составных частей объемного гидропривода / Под ред. В.М. Шарипова. – М.: МАМИ, 1994. – 139 с.

#### **Исследование разгона автомобиля КАМАЗ-4308 с однопоточной и двухпоточной муфтами сцепления в трансмиссии**

Горбатовский А.В., д.т.н. проф. Котиев Г.О., Чулюкин А.О.  
МГТУ им. Н.Э. Баумана,  
[chulukin@rambler.ru](mailto:chulukin@rambler.ru)

*Аннотация.* В статье представлено описание математических моделей автомобиля с однопоточной и двухпоточной муфтами сцепления, которые позволяют ис-

следовать характеристики разгона транспортного средства. Приведены результаты моделирования на ЭВМ процесса переключения передач для рассматриваемых конструкций муфт сцепления.

*Ключевые слова:* муфта сцепления, поток мощности, движитель, крутящий момент, математическая модель, имитационное математическое моделирование, автомобиль.

В настоящее время с целью автоматизации переключения передач в трансмиссиях автомобилей без разрыва потока мощности применяют двухпоточные двойные фрикционные муфты сцепления (рисунок 1) с автономным управлением (далее для краткости будем называть двухпоточным сцеплением) [1]. Такие конструкции устанавливаются и на грузовых автомобилях, например Volvo FH (рисунок 2) [2, 3].

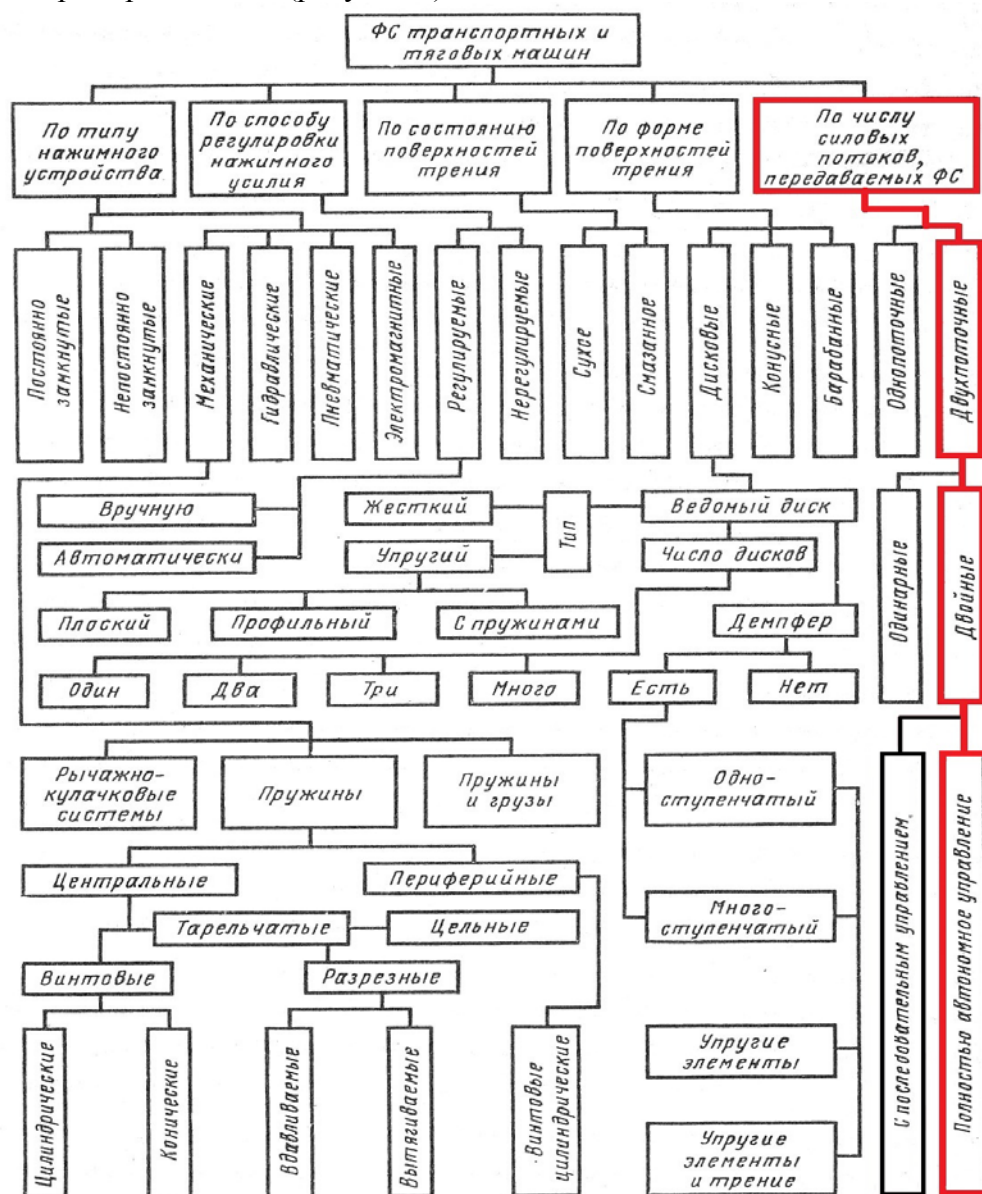


Рисунок 1. Классификация фрикционных сцеплений [1]

Особенно это актуально для грузовых автомобилей сельскохозяйственного назначения, работающих в том числе на бездорожье.

В отличие от однопоточного сцепления, когда процесс переключения передач происходит при полном выключении сцепления, то есть с разрывом потока мощности, в двухпоточном варианте в момент начала выключения муфты сцепления одной передачи начинается включение муфты сцепления смежной передачи, таким образом разрыва потока мощности не происходит.

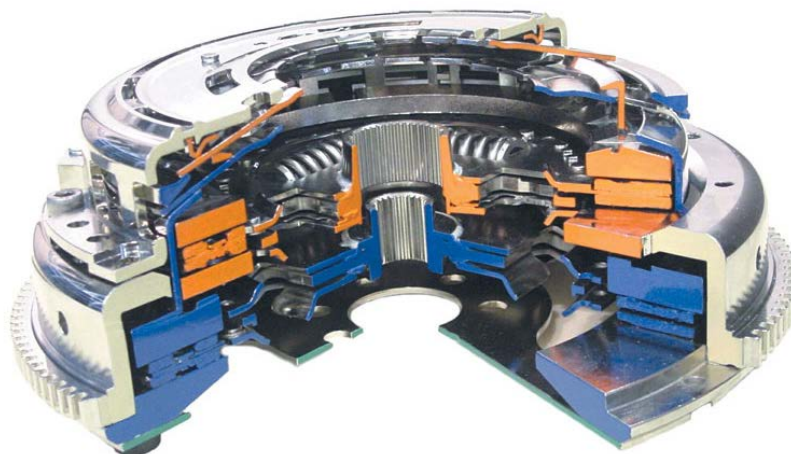


Рисунок 2. Двухпоточное сцепление фирмы Luk [2]

Методы расчета параметров процесса переключения передач без разрыва потока мощности достаточно полно разработаны для тракторов [4 – 12]. Это связано с тем, что трактор всегда работает с нагрузкой на крюке и при выполнении энергоемких операций при переключении передач с разрывом потока мощности происходит его остановка. В результате последующий разгон тракторного агрегата выполняется с места на более высокой передаче, что приводит к более высокой загрузке двигателя и муфты сцепления.

Разгон автомобиля при переключении передач существенно отличается от разгона тракторного агрегата.

В данной работе исследуется процесс разгона автомобиля с одно- и двухпоточными муфтами сцепления в трансмиссии с использованием имитационного математического моделирования на ЭВМ. Математические модели предназначены для определения законов переключения в коробке передач (КП), так как это непосредственно связано с безопасностью движения, выполнением маневров и повышением проходимости.

Расчетная схема трансмиссии для модели с однопоточным сцеплением представлена на рисунке 3.

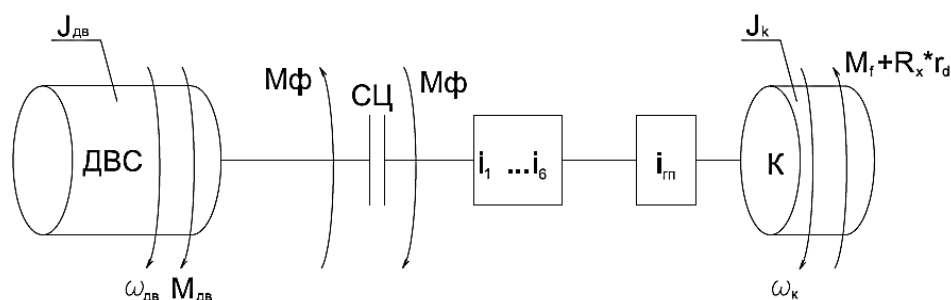
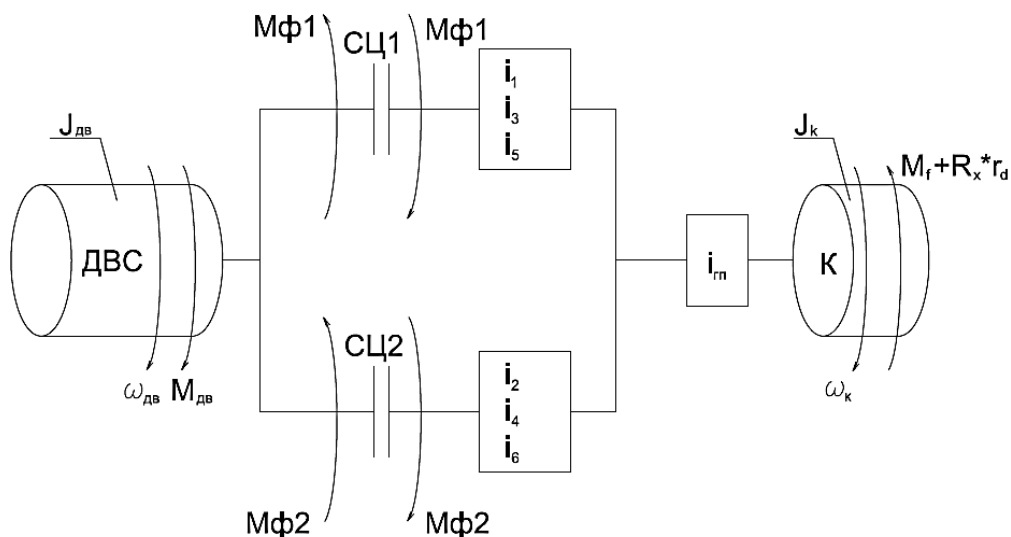


Рисунок 3. Расчетная схема трансмиссии для модели с однопоточным сцеплением

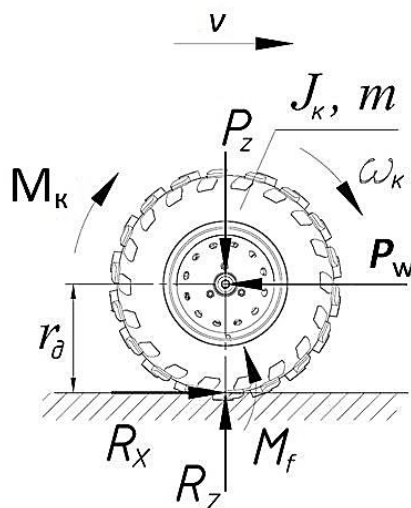
На рисунке 3  $J_k$ ,  $J_{дв}$  – приведенные моменты инерции движителя с трансмиссией и двигателя;  $i_i$  – передаточное число  $i$ -ой передачи;  $i_{ГП}$  – передаточное число главной передачи;  $M_{дв}(h_{дв}, \omega_{дв})$  – крутящий (приводной) момент двигателя в зависимости от степени использования мощности двигателя и частоты вращения коленчатого вала;  $M_{ф}(h_{ф})$  – момент, передаваемый муфтой сцепления, в зависимости от степени включения сцепления;  $M_f$  – момент сопротивления качению колеса;  $\omega_{дв}$  – угловая скорость коленчатого вала двигателя;  $\omega_k$  – угловая скорость колеса;  $R_x$  – продольная реакция при взаимодействии колеса с опорной поверхностью;  $r_d$  – расстояние от опорной поверхности до оси колеса;  $h_{ф} \in [0; 1]$  – степень выключения сцепления;  $h_{дв} \in [0; 1]$  – степень использования мощности двигателя.

Для трансмиссии с двухпоточным сцеплением расчетная схема представлена на рисунке 4.

Схема сил и моментов, действующих в плоскости ведущего колеса, представлена на рисунке 5 [13].



**Рисунок 4. Расчетная схема трансмиссии для модели с двухпоточным сцеплением:**  
 $M_{\phi 1}(h_{\phi 1}), M_{\phi 2}(h_{\phi 2})$  – моменты, передаваемые первым и вторым сцеплениями;  
 $h_{\phi 1}, h_{\phi 2}$  – степень выключения первого и второго сцеплений соответственно



**Рисунок 5. Схема сил и моментов, действующих в плоскости колеса:**  $P_z$  – сила тяжести автомобиля, приведенная к колесу;  $M_к$  – крутящий момент, подводимый к колесу

Для однопоточного сцепления динамика прямолинейного движения автомобиля при разгоне может быть описана системой уравнений (1):

$$\begin{cases} J_{дв} \cdot \dot{\omega}_{дв} = M_{дв}(h_{дв}, \omega_{дв}) - M_{\phi}(h_{\phi}) \\ J_к \cdot \dot{\omega}_к = M_{\phi}(h_{\phi}) \cdot i_i \cdot i_{гп} \cdot \eta_i - M_f - R_x \cdot r_d, \\ m \cdot \dot{v} = R_x - P_w \end{cases} \quad (1)$$

где:  $m$  – масса автомобиля;  $\dot{v}$  – продольное ускорение центра масс автомобиля;  $P_w$  – сила сопротивления воздуха;  $\dot{\omega}_{дв}$  – угловое ускорение коленчатого вала двигателя;  $\dot{\omega}_к$  – угловое ускорение колеса;  $\eta_i$  – КПД трансмиссии на  $i$ -ой передаче.

Продольная реакция на колесе вычисляется в соответствии с уравнением (2):

$$R_x = \mu \cdot R_z, \quad (2)$$

где:  $\mu$  – коэффициент взаимодействия (сцепления) колеса с опорной поверхностью, вычисляемый по формуле (3);  $R_z$  – нормальная реакция опорного основания;  $P_z = R_z = m \cdot g$ ;  $g$  – ускорение свободного падения.

$$\mu = \mu_{max} \cdot (1 - \exp^{-\frac{S}{S_0}}) \cdot (1 + \exp^{-\frac{S}{S_1}}), \quad (3)$$

где:  $S$  – коэффициент скольжения, для ведущего режима колеса, вычисляемый по формуле (4);  $S_0, S_1$  – константы, определяющие вид кривой  $\mu(S)$ ;  $\mu_{max}$  – коэффициент взаи-



модействия колеса с опорной поверхностью при  $S \rightarrow \infty$ .

$$S = \frac{\omega_k r_{k0} - v}{\omega_k r_{k0}}, \quad (4)$$

где:  $r_{k0}$  – радиус качения колеса без скольжения.

Момент сопротивления качению колеса  $M_f$ , действующий в плоскости вращения, определяется зависимостью (5):

$$M_f = f \cdot m \cdot g \cdot r_{k0}, \quad (5)$$

где:  $f$  – коэффициент сопротивления качению колеса.

Сила сопротивления воздуха вычисляется по формуле (6):

$$P_w = C_x \cdot F \cdot \rho_w \cdot \frac{v^2}{2}, \quad (6)$$

где:  $C_x$  – коэффициент обтекаемости автомобиля;  $F$  – лобовая площадь автомобиля;  $\rho_w$  – плотность воздуха.

Примем допущение, что крутящий момент, передаваемый сцеплением, в зависимости от скольжения ведущих и ведомых элементов муфты и степени включения сцепления  $h_\phi$ , может быть представлен функциями, изображенными на рисунке 6.

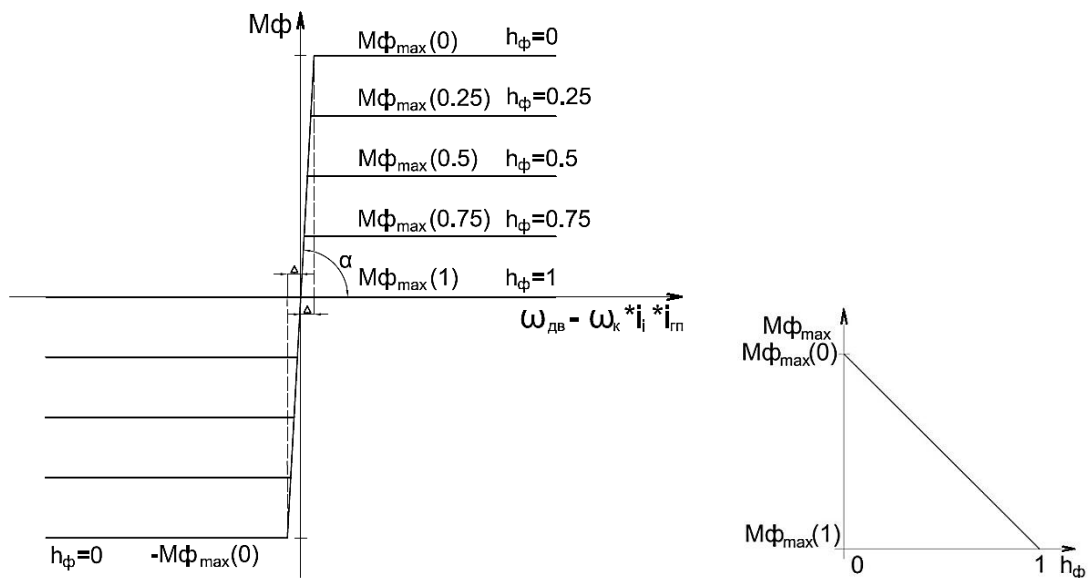


Рисунок 6. Момент, передаваемый сцеплением в зависимости от скольжения ведущих и ведомых элементов муфты и степени включения сцепления  $h_\phi$ :

$$\Delta = \frac{M_{\phi_{max}(0)}}{\tan(\alpha)}; \alpha \rightarrow 90^\circ (\alpha \approx 89,9^\circ)$$

Ниже приведены результаты исследования разгона автомобиля КАМАЗ-4308 до 100 км/ч (рисунок 7) [14, 15].

Характеристика двигателя, принятая при моделировании, представлена на рисунке 8.



Рисунок 7. Автомобиль КАМАЗ-4308

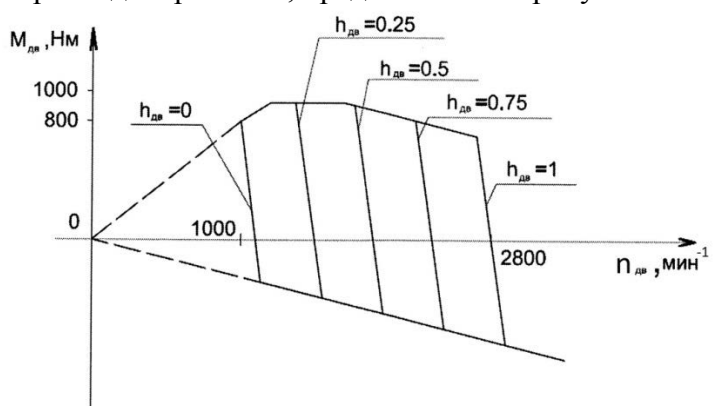
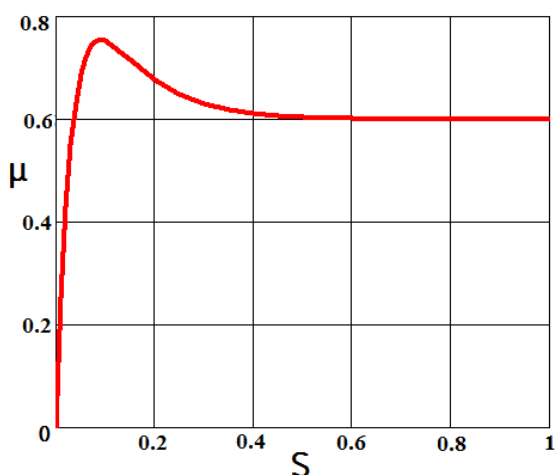
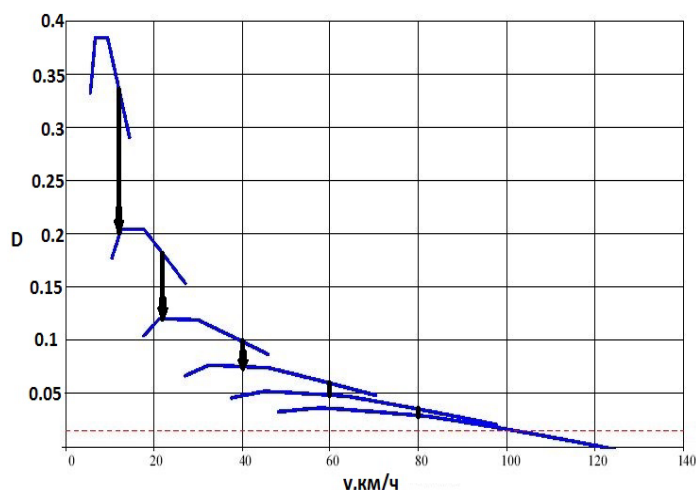


Рисунок 8. Характеристика двигателя Cummins ISB6.7e4 245 (Евро 4)

Характеристики взаимодействия колеса с опорной поверхностью принимались в соответствии с графиком, изображенным на рисунке 9, соответствующим сухому асфальтобетонному покрытию.



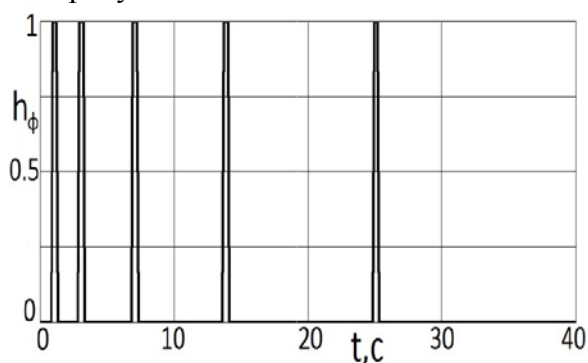
**Рисунок 9. Зависимость коэффициента взаимодействия колеса с опорной поверхностью от скольжения**



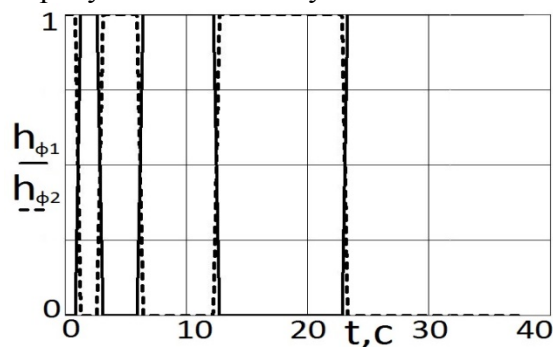
**Рисунок 10. Тягово-динамическая характеристика автомобиля: D – динамический фактор [13]**

Моменты переключения передач определялись по тягово-динамической характеристике, представленной на рисунке 10, и отмечены стрелками. Время работы синхронизаторов включено в общий процесс переключения.

Зависимости изменения степени включения (выключения) муфт сцепления представлены на рисунке 11 – для однопоточного сцепления и рисунке 12 – для двухпоточного.



**Рисунок 11. Зависимость изменения степени включения (выключения) муфты однопоточного сцепления (время переключения передач 0,5 с)**



**Рисунок 12. Зависимость изменения степени включения (выключения) муфт двухпоточного сцепления (время переключения передач 0,5 с)**

Математическая модель была реализована в среде Matlab Simulink, минимальный шаг интегрирования –  $10^{-7}$  с.

Моделирование проводилось при следующих исходных данных:

$m = 11900$  кг;  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>;  $f = 0,02$ ;  $r_{к0} \approx r_d = 0,42$  м;  $i_{гп} = 4,22$ ;  $C_x = 0,8$ ;  $F = 7,14$  м<sup>2</sup>;  $\rho_w = 1,25 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ ;  $v(0) = 5,57$  км/ч;  $\omega_k(0) = 3,67$  рад/с;  $\omega_{дв}(0) = 104,7$  рад/с.

Передачные числа коробки передач представлены в таблице 1.

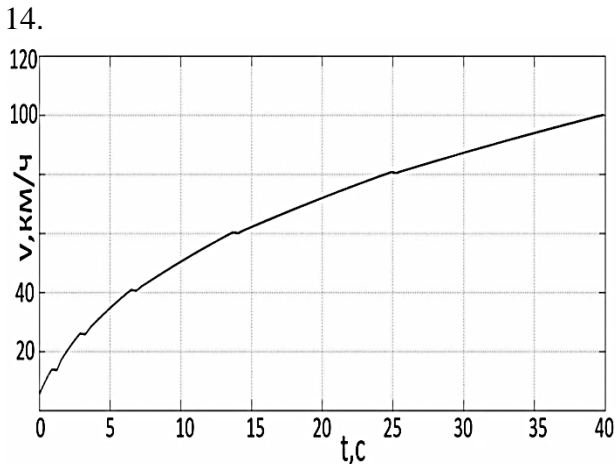
При моделировании однопоточного сцепления в момент начала переключения передачи (степень выключения сцепления,  $h_\phi \neq 0$ ) степень использования мощности двигателя становилась равной нулю ( $h_{дв} = 0$ ), а при включении сцепления она снова становилась равной единице ( $h_{дв} = 1$ ).

В двухпоточном сцеплении мощность двигателя всегда использовалась полностью ( $h_{дв} = 1$ ).

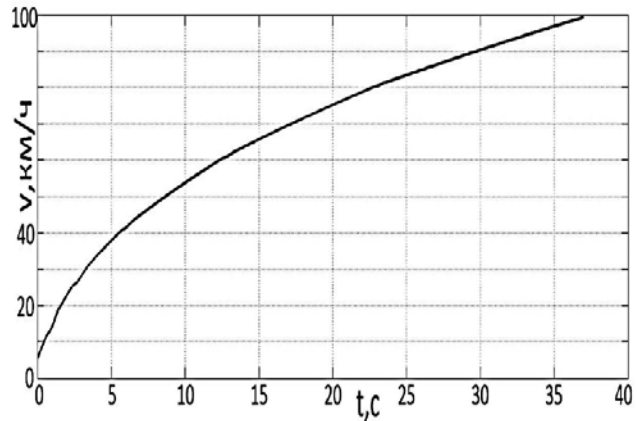
**Передаточные числа коробки передач**

№ передачи	Передаточное число
1	6,75
2	3,6
3	2,13
4	1,39
5	1
6	0,78

Зависимости скорости автомобиля от времени разгона представлены на рисунках 13 и



**Рисунок 13. Зависимость скорости автомобиля от времени для трансмиссии с однопоточным сцеплением**



**Рисунок 14. Зависимость скорости автомобиля от времени для трансмиссии с двухпоточным сцеплением**

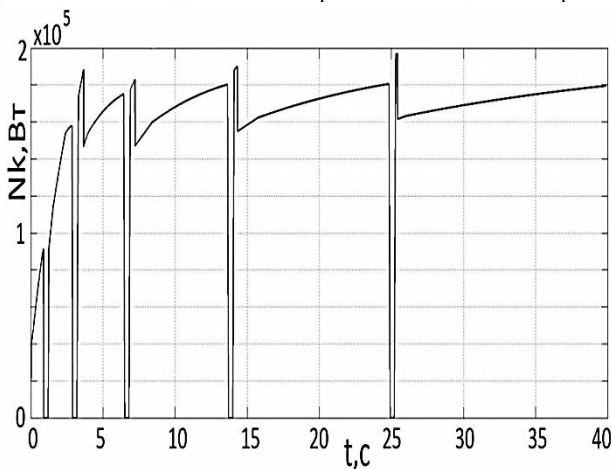
По результатам моделирования установлено, что в модели с однопоточным сцеплением заданная скорость (100 км/ч) достигнута за 39,9 секунды, в то время как в модели с двухпоточным сцеплением – за 37,6 секунды.

Мощность, подводимая к колесам в модели с однопоточным сцеплением, может быть рассчитана по формуле (7):

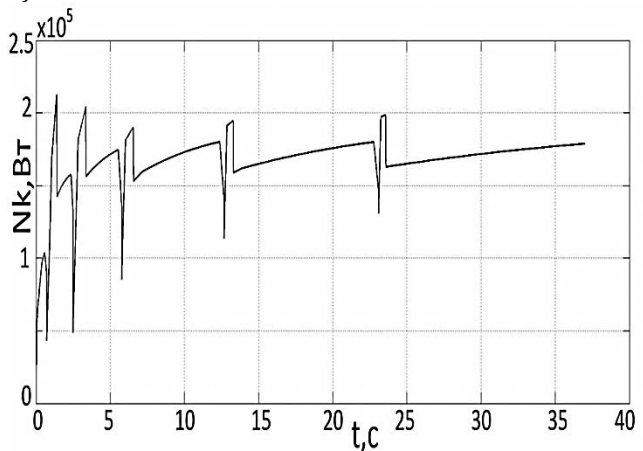
$$N_k = M_{\phi} \cdot \eta_i \cdot i \cdot i_{гп} \cdot \omega_k. \quad (7)$$

Мощность, подводимая к колесам в модели с двухпоточным сцеплением, может быть рассчитана по формуле (8):

$$N_k = (M_{\phi1} \cdot \eta_i \cdot i_i \cdot i_{гп} + M_{\phi2} \cdot \eta_j \cdot i_j \cdot i_{гп}) \cdot \omega_k \quad (8)$$



**Рисунок 15. Зависимость от времени мощности, подводимой к колесу, в трансмиссии с однопоточным сцеплением**



**Рисунок 16. Зависимость от времени мощности, подводимой к колесу, в трансмиссии с двухпоточным сцеплением**

Зависимость мощности, подводимой к колесу, от времени в трансмиссии с однопоточным сцеплением представлена на рисунке 15, а в трансмиссии с двухпоточным сцеплением – на рисунке 16.

Как видно из рисунка 15, в однопоточном сцеплении происходит разрыв потока мощности ( $N_k = 0$ ), в то время как в двухпоточном (рисунок 16) этого не происходит.

Потери на буксование сцепления при разгоне до 100 км/ч могут быть оценены по формуле (9) для однопоточного и по формуле (10) для двухпоточного сцепления:

$$A_{\text{букс}} = \int_0^t M_{\phi} |\omega_{\text{дв}} - \omega_{\text{к}} \cdot i_i \cdot i_{\text{гп}}| dt ; \quad (9)$$

$$A_{\text{букс}} = \int_0^t (M_{\phi 1} |\omega_{\text{дв}} - \omega_{\text{к}} \cdot i_i \cdot i_{\text{гп}}| + M_{\phi 2} |\omega_{\text{дв}} - \omega_{\text{к}} \cdot i_j \cdot i_{\text{гп}}|) dt . \quad (10)$$

Потери на буксование, при заданных законах управления муфтами, в однопоточном сцеплении составили  $5,4 \cdot 10^4$  Дж, а в двухпоточном –  $2,2 \cdot 10^5$  Дж.

Таким образом, при заданных законах переключения передач, несмотря на большее буксование, более эффективным для достижения заданной скорости следует считать трансмиссию с двухпоточным сцеплением.

Наиболее полное использование мощности, отсутствие ее циркуляции, снижение работы буксования, повышение плавности переключения передач в трансмиссии с двухпоточным сцеплением возможно за счет оптимизации законов включения и выключения муфт сцепления.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках договора № 9905/17/07-к-12 между ОАО «КАМАЗ» и ФГБОУ ВПО «Московским государственным техническим университетом имени Н.Э. Баумана».

### Литература

1. Барский И.Б., Борисов С.Г., Галягин В.А. и др. Сцепления транспортных и тяговых машин / Под ред. Ф.Р. Геккера, В.М. Шарипова, Г.М. Щеренкова. – М.: Машиностроение, 1989. – 344 с.
2. <http://www.autoreview.ru/archive/2003/21/rusnews/>
3. <http://indianautosblog.com/2014/06/volvo-i-shift-dual-clutch-gearbox-trucks-133580>
4. Шарипов В.М., Дмитриев М.И., Крючков В.А. Нагруженность фрикционных муфт и синхронизаторов в коробке передач. Методы расчета параметров буксования фрикционных муфт и выравнивающего элемента синхронизаторов при переключении передач. - Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2012. – 122 с.
5. Шарипов В.М., Городецкий К.И., Дмитриев М.И. и др. Переключение передач в КП трактора без разрыва потока мощности // Тракторы и сельхозмашины. – 2012. №5. С. 19 – 23.
6. Городецкий К.И., Аландеев Е.М., Тимофиевский А.А. Разгон тракторного агрегата и переключение передач с подвключением фрикционных муфт // Тракторы и сельхозмашины. – 2014. - №2. – С. 14 – 17.
7. Шарипов В.М., Дмитриев М.И., Зенин А.С., Савкин Я.В. Работа сцепления в коробке передач при переключении без разрыва потока мощности от двигателя // Справочник. Инженерный журнал с приложением. – 2010. - № 11. - С. 8 – 15.
8. Городецкий К.И., Мельников А.Ю., Муратова С.К., Аландеев Е.И.. Моделирование переключения передач тракторов // Тракторы и сельхозмашины. – 2015. № 4. – С. 11 – 17.
9. Шарипов В.М., Дмитриев М.И., Зенин А.С. Математическая модель процесса переключения передач в коробке передач трактора // Наука и образование: электронное научно-техническое издание. – 2014. - № 5. – С. 50 – 69.
10. Sharipov V., Dmitriev M. Definition of Slippage Parameters of Friction Clutches for Different Installation Versions in Tractor Gearboxes// SAE Technical Paper 2013-01-2894, 2013, doi:10.4271/2013-01-2894.
11. Шарипов В.М., Дмитриев М.И., Зенин А.С. и др. Определение параметров буксования фрикционных муфт для различных вариантов их установки в тракторных коробках передач при переключении передач без разрыва потока мощности // Известия МГТУ «МАМИ». – 2013. Т. 1. № 1(15). С. 242 – 248.



12. Шарипов В.М., Дмитриев М.И., Зенин А.С., Маланин И.А. Работа фрикционных муфт в тракторных коробках передач с неподвижными осями валов // Известия Волгоградского государственного технического университета. – 2013. Т. 6. № 10 (113). – С. 5 – 6.
13. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.
14. <http://clubflyer.ru/wp-content/uploads/images/4308-n31.jpg>
15. <http://www.kamaz.ru/production/serial/bortovye-avtomobili/kamaz-4308-r4/>

### **Об особенностях прогнозирования долговечности фрикционных накладок автомобильных сцеплений**

к.т.н. Есаков А.Е., д.т.н. проф. Ивоботенко Б.А.  
*Университет машиностроения, ravn@mail.ru*

*Аннотация.* В статье предложен подход, позволяющий осуществить адаптацию методики прогнозирования ресурса фрикционных накладок тракторных сцеплений к сцеплениям автомобилей с учётом специфики эксплуатации последних.

*Ключевые слова:* автомобиль, сцепление, фрикционная накладка, контртелло, долговечность, ресурс, трение, температура, износ, эксплуатационная ситуация, случайная величина, вероятность, стохастический подход.

В работе [1] отмечено, что существенное различие в условиях и режимах эксплуатации тракторов и автомобилей влечёт необходимость внесения корректив в известную методику прогностического расчёта ресурса фрикционных накладок сцеплений, изложенную в [2–4]. Также в [1] предложена одна из таких корректив, связанная с определением средней температуры поверхности трения  $\mathcal{G}^*$ , которая согласно гипотезе А.В. Чичинадзе [2 – 4] является составляющей максимальной температуры на поверхности:

$$\mathcal{G}_{\max} = \mathcal{G}_V + \mathcal{G}^* + \mathcal{G}_B, \quad (1)$$

где:  $\mathcal{G}_V$  – объёмная температура теплового равновесия (температура насыщения) контртел в узлах трения;  $\mathcal{G}_B$  – температура вспышки в микроконтакте.

Очевидно, требуемые изменения не ограничиваются упомянутыми выше, в связи с чем следует продолжить рассмотрение данной темы.

С учётом преимущественных тенденций современного массового автомобилестроения все нижеследующие рассуждения будут касаться однодисковых сухих сцеплений с накладками, изготовленными из асбофрикционных или безасбестовых полимерных материалов. Кроме того, будучи ограниченными форматом журнальной статьи, рассмотрим здесь лишь те закономерности, что характерны для пар трения с кольцевыми накладками, которые характеризуются коэффициентом взаимного перекрытия, равным единице.

Исходя из данных посылок, температурой  $\mathcal{G}_B$  в сумме (1) в соответствии с рекомендациями [2–4] можем пренебречь.

Формулы, при помощи которых в [2–4] рассчитывается температура  $\mathcal{G}_V$ , как утверждается в [1], могут быть использованы для решения интересующей нас задачи. Действительно, структура этих формул не претерпевает каких-либо изменений в связи с отнесением их к сцеплениям автомобилей, однако возникают затруднения, связанные с определением актуальных для расчёта значений некоторых входящих в них величин.

Согласно [2–4]:

$$\mathcal{G}_V = \mathcal{G}'_V + \frac{(1 - \alpha_{III}) L K_{L\delta}}{\sigma t_{охл} A_g}, \quad (2)$$

где:  $\mathcal{G}'_V$  – начальная температура деталей сцепления;  $\alpha_{III}$  – коэффициент распределения тепловых потоков в паре трения;  $L$  – работа буксования;  $K_{L\delta}$  – доля работы буксования, идущая на нагрев контртела;  $\sigma$  – коэффициент внешней теплоотдачи;  $t_{охл}$  – время охлаждения сцепления (временной интервал между двумя последовательными