

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

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].

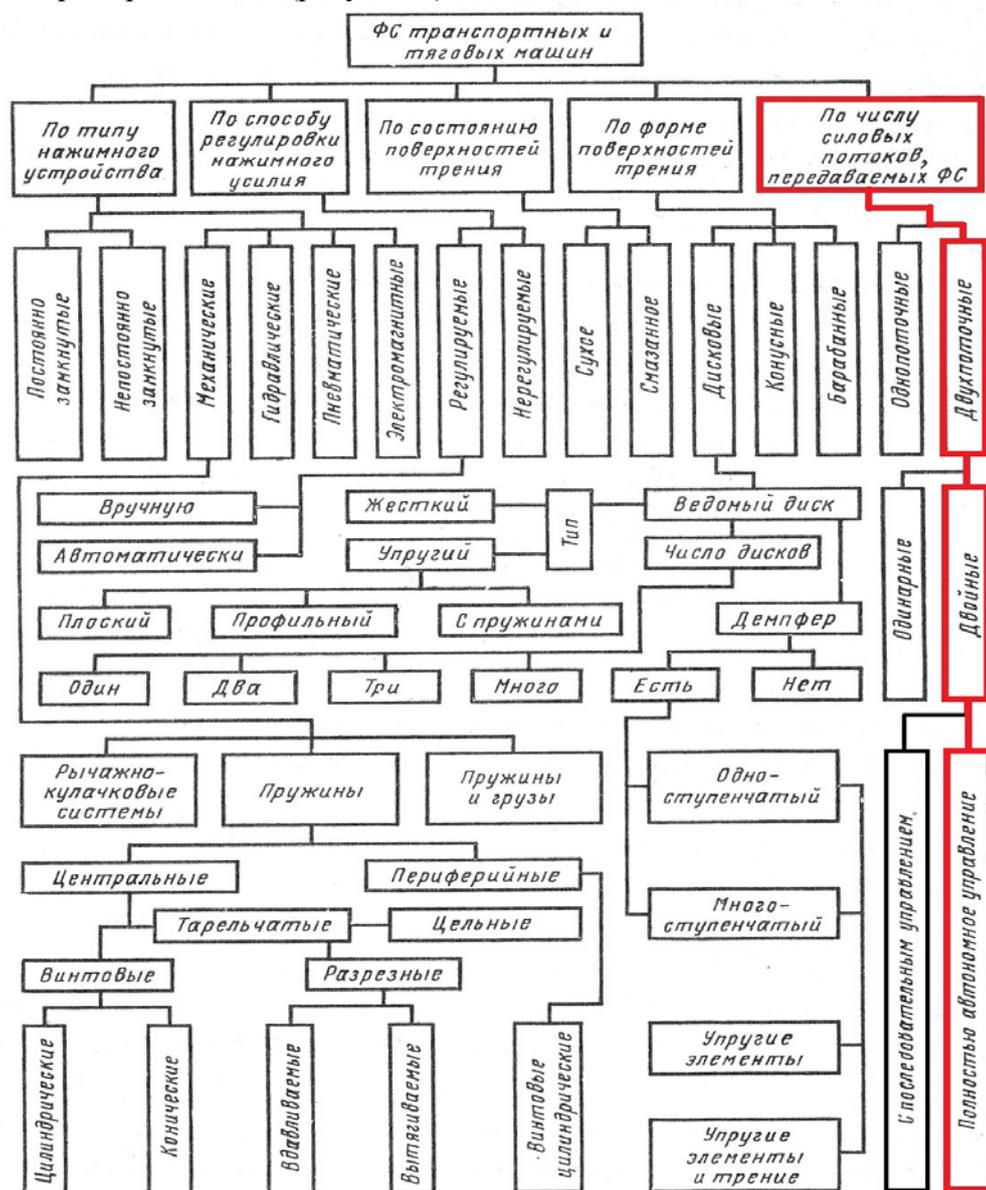


Рисунок 1. Классификация фрикционных сцеплений [1]

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.

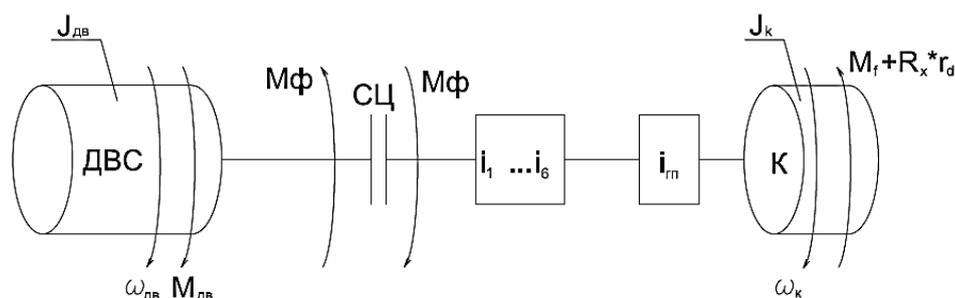


Рисунок 3. Расчетная схема трансмиссии для модели с однопоточным сцеплением

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; ω_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].

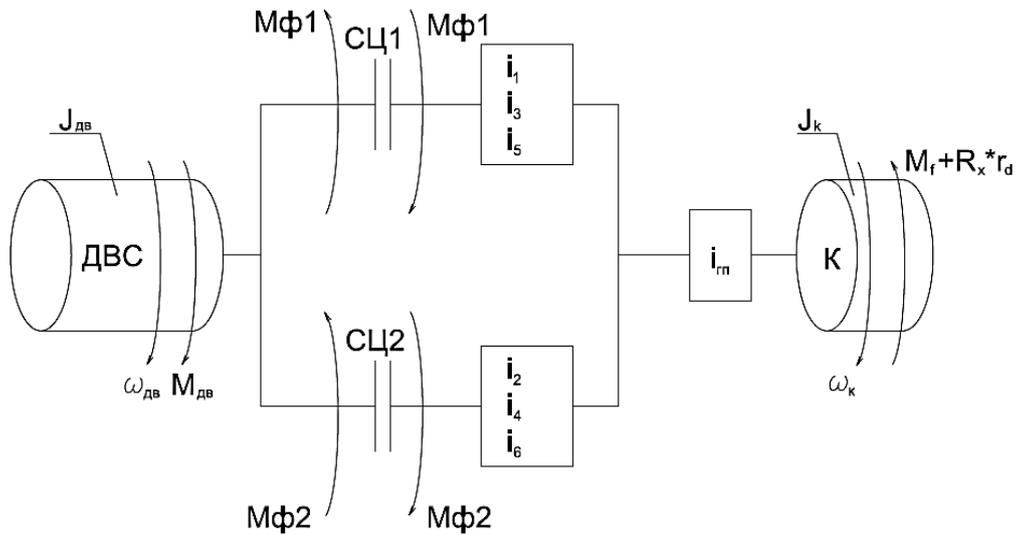


Рисунок 4. Расчетная схема трансмиссии для модели с двухпоточным сцеплением:
 $M_{\phi 1}(h_{\phi 1}), M_{\phi 2}(h_{\phi 2})$ – моменты, передаваемые первым и вторым сцеплениями;
 $h_{\phi 1}, h_{\phi 2}$ – степень выключения первого и второго сцеплений соответственно

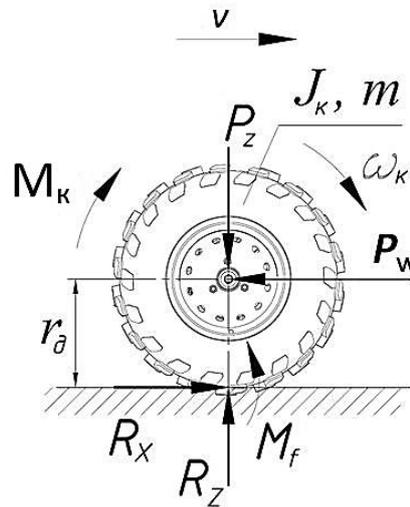


Рисунок 5. Схема сил и моментов, действующих в плоскости колеса: P_z – сила тяжести автомобиля, приведенная к колесу; $M_к$ – крутящий момент, подводимый к колесу

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; η_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: μ – 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 $\mu(S)$; μ_{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; ρ_w – плотность воздуха.

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

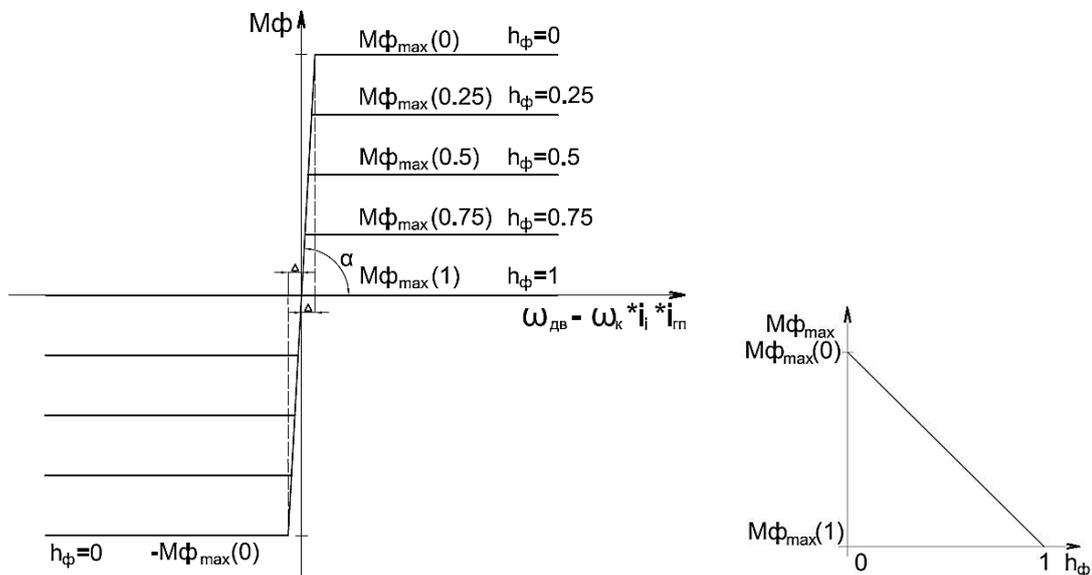


Рисунок 6. Момент, передаваемый сцеплением в зависимости от скольжения ведущих и ведомых элементов муфты и степени включения сцепления h_ϕ :

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

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

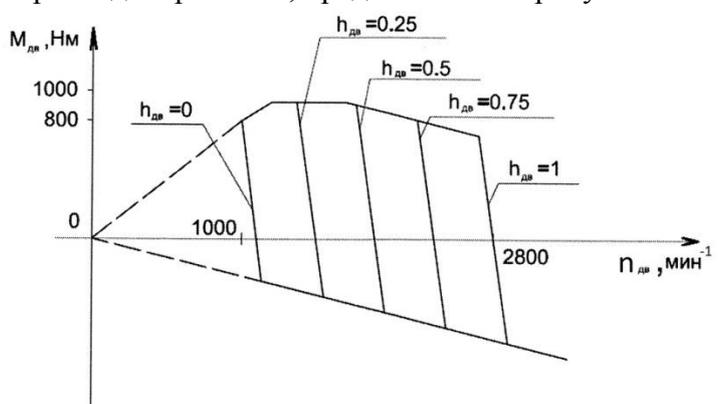


Рисунок 8. Характеристика двигателя Cummins ISB6.7e4 245 (Евро 4)

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

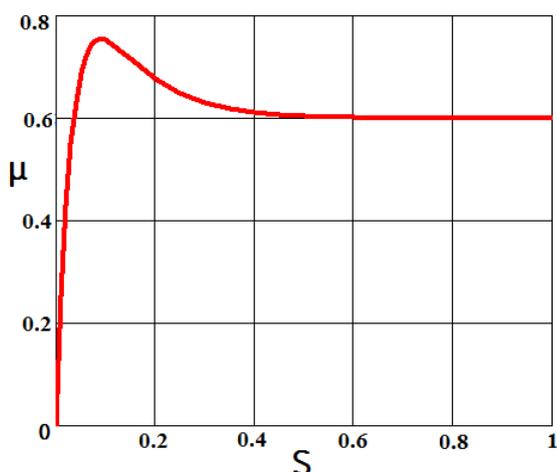


Рисунок 9. Зависимость коэффициента взаимодействия колеса с опорной поверхностью от скольжения

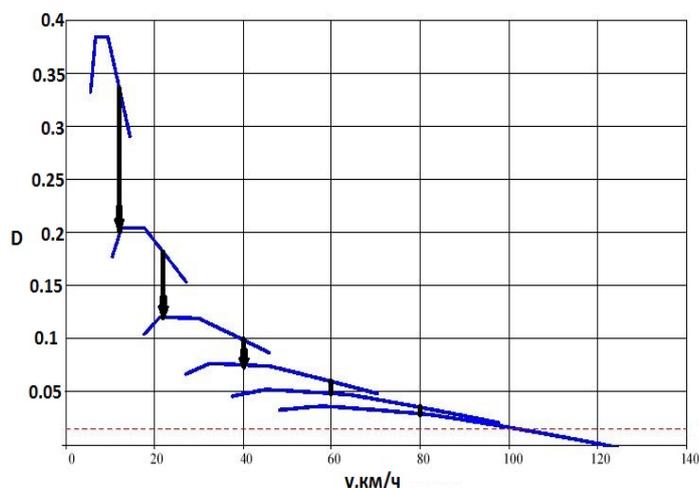


Рисунок 10. Тягово-динамическая характеристика автомобиля: D – динамический фактор [13]

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.

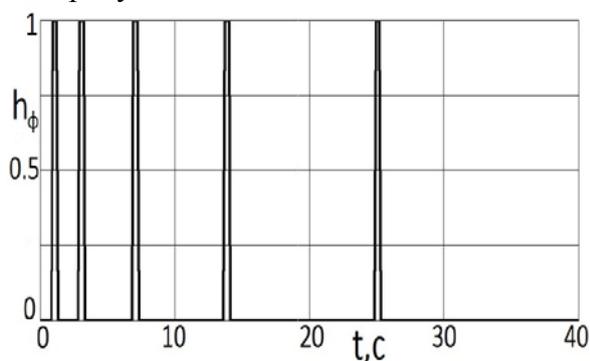


Рисунок 11. Зависимость изменения степени включения (выключения) муфты однопоточного сцепления (время переключения передач 0,5 с)

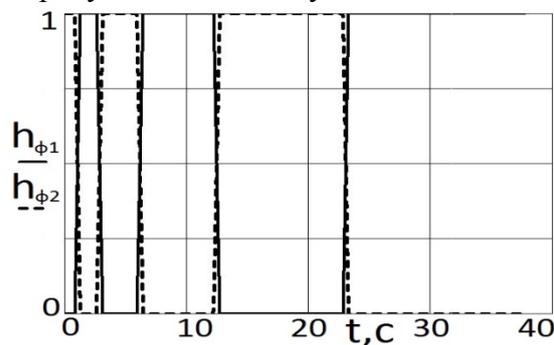


Рисунок 12. Зависимость изменения степени включения (выключения) муфт двухпоточного сцепления (время переключения передач 0,5 с)

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/с²; $f = 0,02$; $r_{к0} \approx r_d = 0,42$ м; $i_{гп} = 4,22$; $C_x = 0,8$; $F = 7,14$ м²; $\rho_w = 1,25 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$; $v(0) = 5,57$ 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

14.

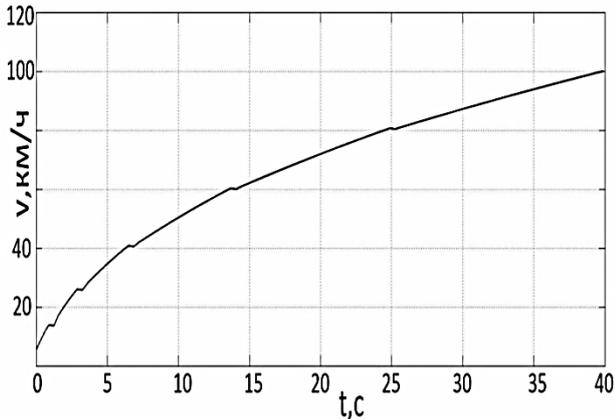


Рисунок 13. Зависимость скорости автомобиля от времени для трансмиссии с однопоточным сцеплением

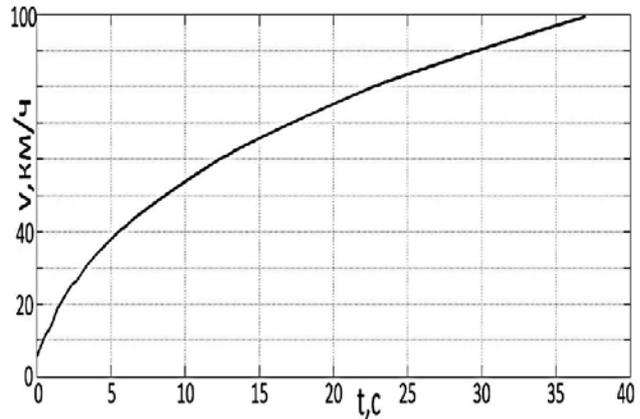


Рисунок 14. Зависимость скорости автомобиля от времени для трансмиссии с двухпоточным сцеплением

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):

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

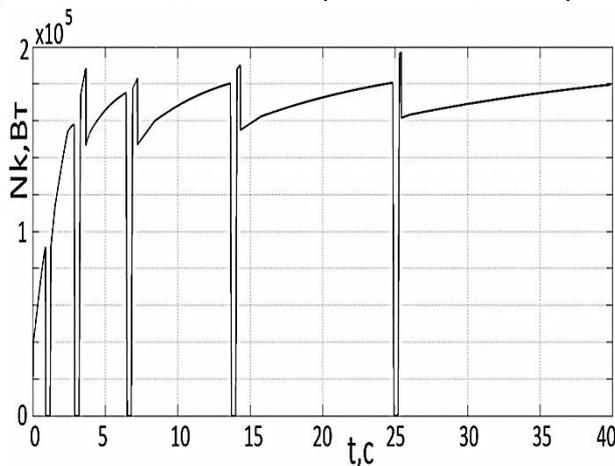


Рисунок 15. Зависимость от времени мощности, подводимой к колесу, в трансмиссии с однопоточным сцеплением

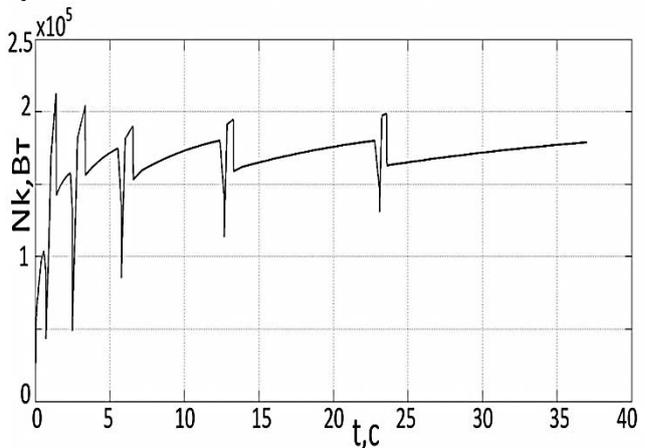


Рисунок 16. Зависимость от времени мощности, подводимой к колесу, в трансмиссии с двухпоточным сцеплением

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., Алендеев 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., Алендеев 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; α_{III} – коэффициент распределения тепловых потоков в паре трения; L – работа буксования; $K_{L\delta}$ – доля работы буксования, идущая на нагрев контртела; σ – коэффициент внешней теплоотдачи; $t_{охл}$ – время охлаждения сцепления (временной интервал между двумя последовательными