

Ф. Ф. Курочкин, М. В. Нагайцев,
А. А. Полунгян

МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЗАКОНА УПРАВЛЕНИЯ ФРИКЦИОННЫМИ ЭЛЕМЕНТАМИ ПРИ ПЕРЕКЛЮЧЕНИИ В АВТОМАТИЧЕСКОЙ ПЛАНЕТАРНОЙ КОРОБКЕ ПЕРЕДАЧ ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ

Предложен метод определения закона изменения давления при переключении в автоматической планетарной коробке передач, обеспечивающий требуемую плавность переключения на завершающем этапе буксования включаемого фрикционного элемента.

Увеличение производительности современных автотранспортных средств при одновременном улучшении их топливной экономичности и повышение безопасности их эксплуатации неразрывно связаны с решением проблем автоматизации управления агрегатами автомобилей и, в первую очередь, агрегатами трансмиссии.

В настоящее время наиболее широкое распространение получили планетарные гидромеханические передачи (ГМП), позволяющие во-первых, снизить динамические нагрузки в системе двигатель–трансмиссия благодаря обеспечению плавности протекания переходных процессов и, во-вторых, относительно простыми средствами автоматизировать процессы, связанные с управлением передачей мощности от двигателя к ведущим колесам.

Однако у гидромеханических передач имеются и существенные недостатки, такие как наличие гидротрансформатора, т.е. узла с низким КПД, большими осевыми и радиальными размерами, требующего использования большого объема рабочей жидкости для эффективной работы (столько же, сколько необходимо для системы смазывания и управления). В связи с этим ведущие мировые производители автоматических коробок передач (АКП) в последние годы стараются отказаться от использования гидротрансформаторов. Однако отсутствие последних приводит к уменьшению диапазона коробки передач, что, в свою очередь, приводит к необходимости увеличения числа ступеней. Наиболее рациональным с точки зрения соотношения размеров коробки передач, числа ступеней и возможности переключения передач без разрыва потока мощности является применение планетарных коробок передач с переключением при помощи индивидуальных фрикционов.

Вопросам, связанным с исследованием процессов переключения, посвящено большое число работ. В качестве критериальных оценок качества этих процессов применяются как уровень динамических нагрузок в элементах трансмиссии, так и плавность переключений.

Плавность переключения передач — это важный эксплуатационный фактор автомобиля, оборудованного АКП, определяющий такие его качества, как комфортабельность и конкурентоспособность.

В работах [1, 2] плавность переключения ГМП оценивалась по продольным колебаниям кузова автомобиля. Для автомобилей малого класса отсутствие данных по плавности переключения АКП привело к необходимости изучения продольных колебаний кузова и определению предельных значений критерия плавности.

В работах [3, 4] проведен корреляционный анализ субъективных оценок, полученных при нескольких заездах с различной интенсивностью процесса переключения. Так, на основе сопоставления 528 субъективных оценок плавности переключения АКП легковых автомобилей и объективных данных (из трех критериев) было показано, что наиболее достоверным критерием является максимальный размах колебаний производной продольного ускорения автомобиля, скорректированный по частоте колебаний. Было установлено, что допустимым по плавности считается такое переключение, если размах колебаний производной по времени продольного ускорения кузова автомобиля $J = da/dt$ (“Джерк”) меньше 3,4 g/c.

Однако возникает вопрос о влиянии “Джерка” на получаемое значение работы буксования при переключении передач, что определяет долговечность фрикционного элемента. Найти аналитическую зависимость работы буксования от параметра плавности переключения на стадии буксования включаемого фрикционного элемента крайне сложно. Поэтому для решения поставленной задачи разработана упрощенная модель разгона автомобиля, позволяющая смоделировать одно переключение в планетарной коробке передач, но с различной интенсивностью изменения момента, развиваемого включаемым фрикционным элементом. При этом фиксировались максимальный размах колебания критерия плавности переключения передач, работа буксования за время переключения и время буксования. По полученным данным строили зависимость работы буксования от “Джерка” и времени буксования. Другими словами, данную задачу решали численно. Из проведенных исследований выявили, что характерных точек минимума или максимума у данных зависимостей нет, это является вполне логичным: чем медленнее отпускаем педаль сцепления, тем больше работа буксования (сцепление дольше буксует), но тем более плавным будет процесс переключения передач. Следовательно, выбирать конкретное соотношение значений работы буксования и критерия плавности переключения следует, исходя из дополнительных исследований, проводимых для конкретного образца разрабатываемой АКП.

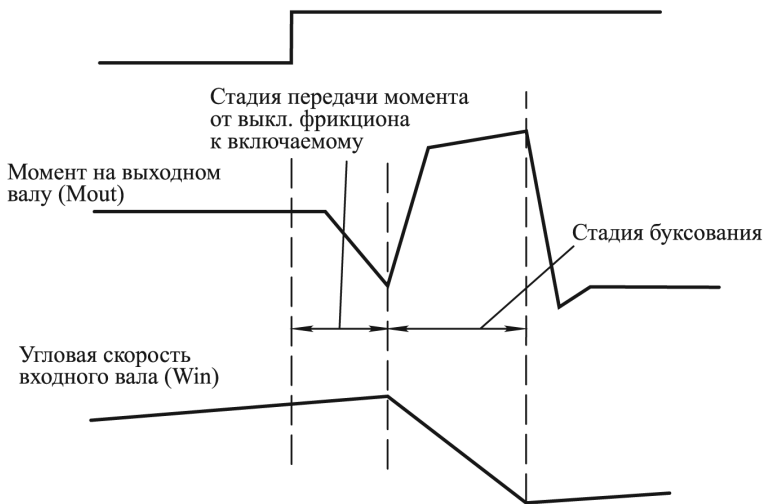


Рис. 1. Стадии переключения передач на высшую ступень

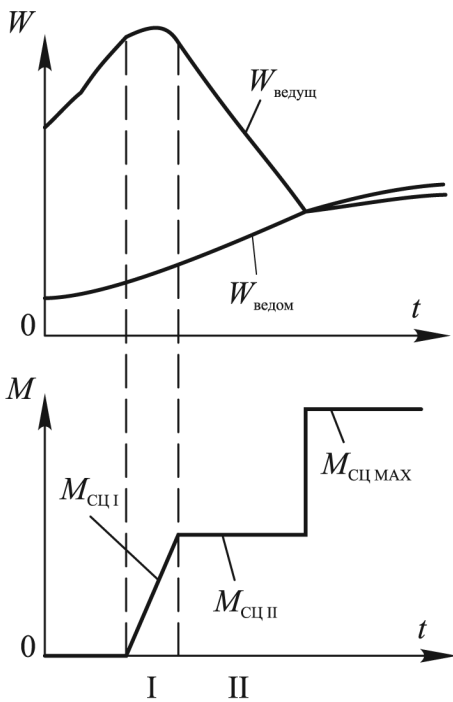


Рис. 2. Изменение развиваемого крутящего момента включаемого фрикциона на стадии буксования:

$W_{\text{ведущ}}$, $W_{\text{ведом}}$ — угловые скорости ведущего и ведомого звеньев; $M_{\text{сц.I}}$, $M_{\text{сц.II}}$ — момент, развиваемый фрикционным элементом на этапах I и II буксования; $M_{\text{сц.маx}}$ — максимальный момент, развиваемый фрикционным элементом

Как известно, процесс переключения передач на высшую ступень в автоматической ступенчатой трансмиссии состоит из следующих стадий (рис. 1) [5, 6].

Стадия 1: “передача момента” — этап, на котором происходит управление синхронизацией выключения одного фрикциона и включение другого.

Стадия 2: “буксование” — этап, когда кинетическая энергия двигателя уменьшается из-за снижения его угловой частоты вращения.

Одной из основных задач системы управления при переключении передач является управление включаемым фрикционным элементом на стадии буксования, которая состоит из двух этапов (рис. 2).

Появление рывков и ударов при переключении характерно для основной стадии переключения — стадии буксования, где фрикцион предыдущей передачи уже выключен, а фрикцион следующей

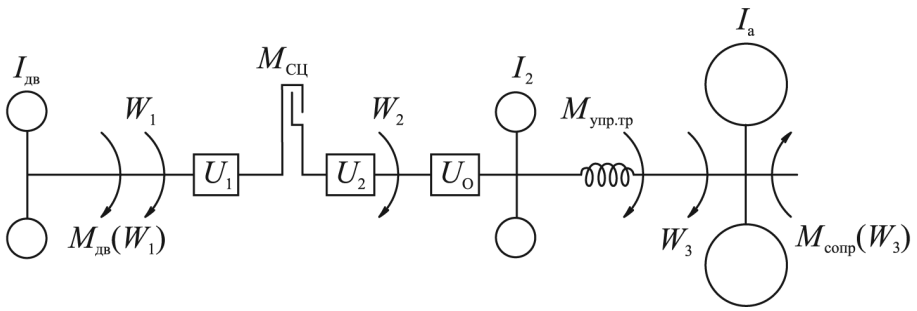


Рис. 3. Трехмассовая схема автомобиля с АКП

передачи находится в начале стадии буксования (этап I) и передаточное число трансмиссии еще не меняется.

Предположим, что допустимая интенсивность изменения ускорения корпуса автомобиля при переключении передач, например при средней подаче топлива, не должна превышать определенного значения, другими словами, производная ускорения автомобиля не должна превышать какого-то значения jg .

Если смоделировать переключение передач с таким изменением передаваемого крутящего момента на включаемом фрикционном элементе, как показано на рис. 2, с использованием упрощенной трехмассовой динамической системы автоматической трансмиссии с одним упругим элементом (рис. 3), то основные параметры системы будут изменяться, как показано на рис. 4.

Система дифференциальных уравнений для схемы, показанной на рис. 3, имеет следующий вид:

$$\begin{aligned} I_{дв} \dot{w}_1 &= M_{дв} - M_{сц}/U_1; \\ I_2/U_0^2 \dot{w}_2 &= M_{сц}U_2 - M_{упр.тр}/U_0; \\ I_a \dot{w}_3 &= M_{упр.тр} - M_{сопр}, \end{aligned}$$

где w_i — угловая скорость соответствующего звена (вала) трансмиссии; $I_{дв}$, I_2 , I_a — момент инерции двигателя, выходного вала АКП и автомобиля соответственно; $M_{дв}$, $M_{сц}$, $M_{упр.тр}$, $M_{сопр}$ — момент, развиваемый двигателем, сцеплением, упругим валом трансмиссии и сопротивлением соответственно; U_1 , U_2 , U_0 — передаточное число от входного вала коробки передач к фрикционному элементу, от фрикционного элемента к выходному валу и от выходного вала к колесу соответственно.

Для простоты КПД системы принято равным единице.

Как видно из рис. 4, после завершения процесса буксования момент на выходном валу, а следовательно, и ускорение автомобиля имеют большую амплитуду колебаний. Такой колебательный процесс приводит к увеличению (ухудшению) значения показателя плавности переключения “Джерк” (рис. 4, δ).

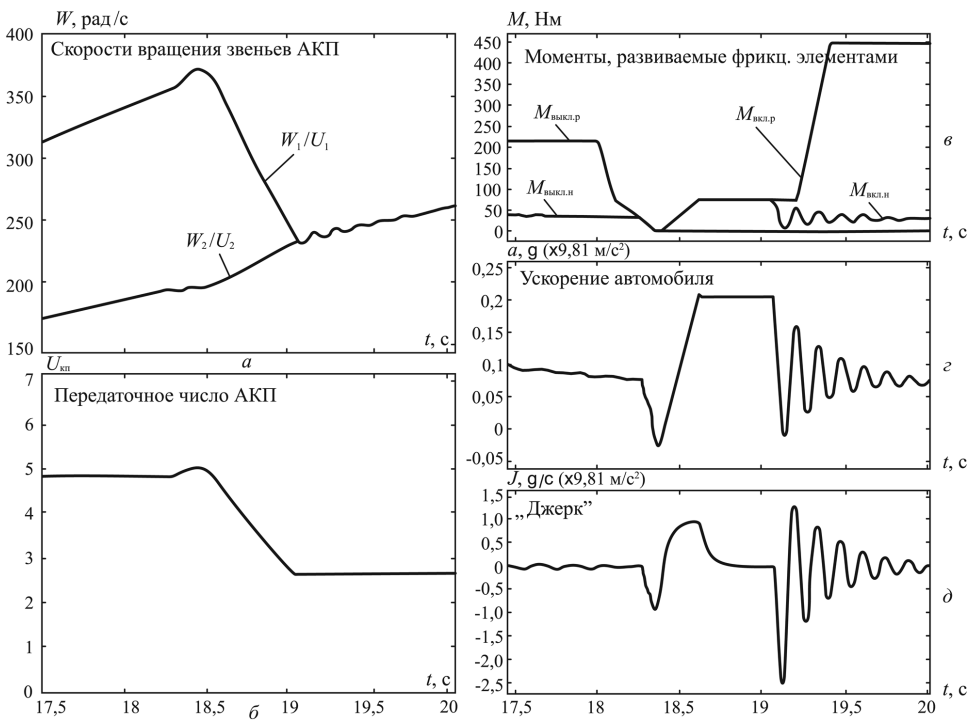


Рис. 4. Переключение в трехмассовой динамической модели:

W_1 и W_2 — угловые скорости входного и выходного звеньев коробки передач; $U_{\text{кп}}$ — общее передаточное отношение в коробке передач; a — продольное ускорение автомобиля; J — производная продольного ускорения корпуса автомобиля (показатель плавности переключения “Джерк”, g/c); $M_{\text{выкл.р}}$ и $M_{\text{выкл.л}}$ — развиваемый и несущий моменты на выключаемом фрикционном элементе; $M_{\text{вкл.р}}$, $M_{\text{вкл.л}}$ — развиваемый и несущий моменты на включаемом фрикционном элементе

Этот процесс обусловлен закруткой упругого звена моментом, существенно бóльшим, чем приведенный к нему несущий момент $M_{\text{сц.н}}$ или, другими словами, момент нагрузки (см. рис. 4, в), необходимый для удержания фрикционного элемента в замкнутом состоянии. Для борьбы с данным явлением необходимо обеспечить равенство моментов, развиваемого фрикционом $M_{\text{сц.р}}$ и несущего $M_{\text{сц.н}}$ на фрикционном элементе в конце процесса буксования (определяемого, исходя из равенства ускорений синхронизируемых звеньев).

Для упрощения зависимостей все формулы выводились без учета упругого момента в трансмиссии (рис. 5).

Включение любой передачи в АКП на стадии буксования для простоты получаемых зависимостей можно рассматривать как решение основной задачи динамики для двухмассовой системы (см. рис. 5), которая описывается следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned}
 I_{\text{дв}}\dot{\omega}_1 &= M_{\text{дв}} - M_{\text{сц}}/U_1; \\
 I_a/U_0^2\dot{\omega}_2 &= M_{\text{сц}}U_2 - M_{\text{сопр}}/U_0.
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

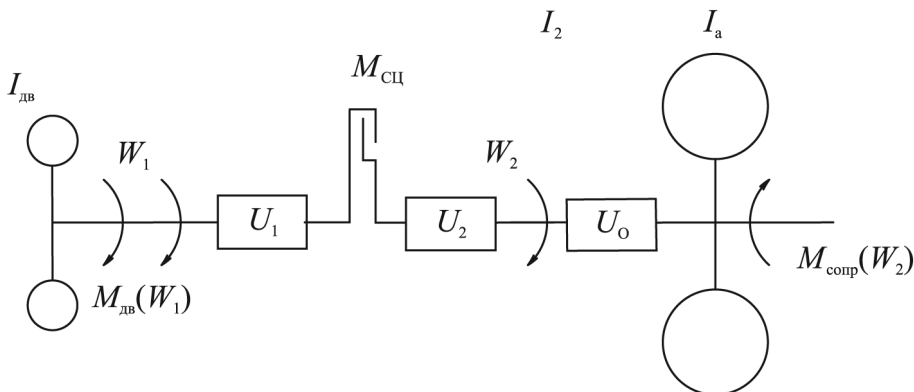


Рис. 5. Двухмассовая схема автомобиля с АКП

Основная фаза буксования — этап II — происходит при гораздо большем крутящем моменте, чем $M_{сц,н}$, поэтому для обеспечения плавного завершения процесса необходимо при достижении определенного значения скольжения (буксования) $S_{III} = \omega_1 - U_{кп}\omega_2$ уменьшить момент, развиваемый фрикционом, с текущего значения

$$M_{сц,III} = M_{сц,P} = \frac{I_a g h U_0 / r_k + M_{соп}}{U_0 U_2}$$

до значения несущего момента

$$M_{сц,н} = \frac{U_1 (I_a M_{дв} + I_{дв} M_{соп} U_{тр})}{U_{тр}^2 I_{дв} + I_a},$$

найденного из условия равенства угловых ускорений входного и выходного валов АКП (с учетом передаточного числа) в конце переключения для системы уравнений (1):

$$\dot{\omega}_1 / U_1 = \dot{\omega}_2 U_2,$$

где $h = \mu n$ — коэффициент реализуемого ускорения автомобиля при переключении с учетом распределения нагрузки между осями; g — ускорение свободного падения; r_k — радиус колеса.

Уменьшение момента от $M_{сц,II}$ до $M_{сц,н}$ должно происходить в том же темпе, что и нарастание момента от 0 до $M_{сц,II}$ (рис. 6). Это позволяет обеспечить такое же значение показателя плавности в конце процесса буксования, как и в начале буксования. Результат моделирования такого закона управления моментом, развиваемым фрикционным элементом, на модели с одним упругим элементом показан на рис. 7, из которого видно, что значение “Джерка” в конце стадии буксования при таком способе регулирования не превышает значения, определенного в начале данной стадии.

Для простоты дальнейших рассуждений считаем, что стадия буксования теперь состоит не из двух, а из трех этапов (см. рис. 6).

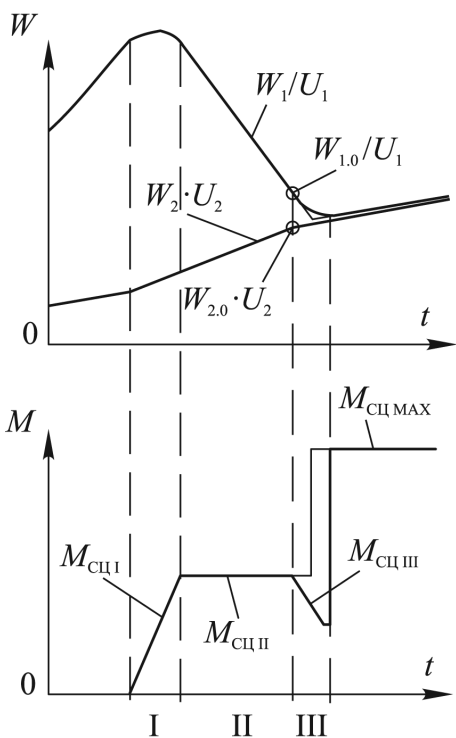


Рис. 6. Изменение развиваемого момента трения включаемого фрикционного элемента на этапе буксования: $W_1/U_1 = W_{\text{ведущ}}$, $W_2U_2 = W_{\text{ведом}}$ — угловые скорости ведущего и ведомого звеньев фрикционного элемента; $M_{\text{сц.I}}$, $M_{\text{сц.II}}$, $M_{\text{сц.III}}$ — момент, развиваемый фрикционным элементом на этапах I, II и III буксования соответственно; M_{max} — максимальный момент, развиваемый фрикционным элементом

Однако необходимо определить то значение скольжения S_{III0} , при котором следует уменьшать давление в исполнительном элементе. Для этого необходимо сначала определить ускорение автомобиля на этапе III. Так, для обеспечения заданного значения критерия плавности переключения передач ускорение автомобиля должно меняться от текущего значения $a_{II} = hg$ в конце этапа II с заданной интенсивностью $a = -jgt$. Таким образом, ускорение автомобиля на этапе III будет определяться следующей зависимостью:

$$a_{III} = hg - jgt.$$

После преобразования второго уравнения системы (1) получаем допустимое значение момента, развиваемого фрикционным элементом на этапе III, не приводящее к буксованию ведущих колес:

$$M_{\text{сц.III}} = \frac{gI_a(h - jt)/r_k + M_{\text{сопр}}}{U_0U_2}.$$

Подставляя, в свою очередь, полученное выражение в первое уравнение системы (1), определим угловое ускорение входного вала коробки передач на этапе III:

$$\dot{w}_{1_{III}} = \frac{M_{\text{дв}}U_{\text{тр}} - gI_a(h - jt)/r_k - M_{\text{сопр}}}{I_{\text{дв}}U_{\text{тр}}}.$$

Скорости входного и выходного валов на этапе III определяются по следующим формулам:

$$w_{1_{III}} = \int \dot{w}_{1_{III}} + w_{1.0_{III}}; \quad w_{2_{III}} = \int \dot{w}_{2_{III}} + w_{2.0_{III}},$$

где $w_{1.0_{III}}$, $w_{2.0_{III}}$ — угловые скорости вращения входного и выходного валов коробки передач в начале этапа III.

Если вычесть из первого уравнения второе и принять, что скольжение на этапе III равно

$$S_{III} = w_{1_{III}} - U_{\text{кп}}w_{2_{III}} \quad \text{и} \quad S_{III0} = w_{1.0_{III}} - U_{\text{кп}}w_{2.0_{III}},$$

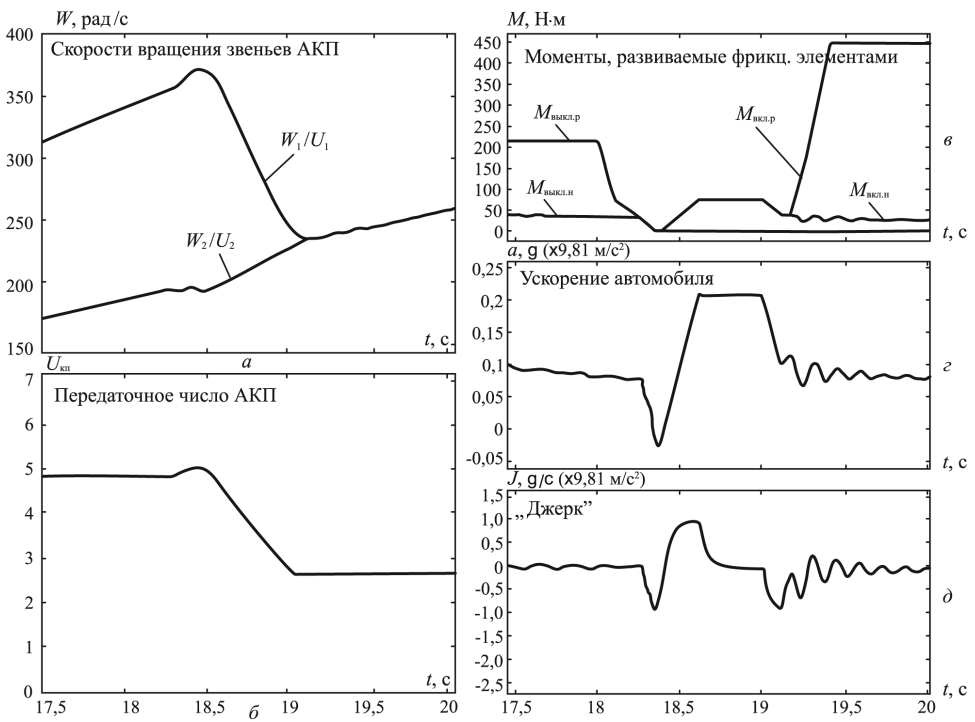


Рис. 7. Переключение в трехмассовой модели с регулированием давления в конце процесса буксования:
 обозначения — см. рис. 4

то

$$S_{III} = \int \dot{\omega}_{1_{III}} - U_{тр} \int \dot{\omega}_{2_{III}} + S_{III_0},$$

где S_{III_0} — скольжение в начале этапа III.

Подставляя полученные ранее выражения для угловых ускорений входного и выходного звеньев и раскрывая подынтегральные выражения, а также предполагая, что за время этого этапа $M_{дв}$ и $M_{сопр}$ — не меняются (т.е. $M_{дв} = const$, $M_{сопр} = const$), получаем следующую формулу для определения скольжения:

$$S_{III} = \frac{Jg}{2r_k} \left(U_{тр} + \frac{I_a}{I_{дв} U_{тр}} \right) t^2 + \left[\frac{M_{дв} U_{тр} - M_{сопр}}{I_{дв} U_{тр}} - \frac{hg}{r_k} \left(U_{тр} + \frac{I_a}{I_{дв} U_{тр}} \right) \right] t + S_{III_0}.$$

Продолжительность третьего этапа находим следующим образом. При завершении процесса переключения, т.е. в конце этапа III, угловые ускорения входного и выходного звеньев с учетом передаточного числа становятся равными:

$$\dot{\omega}_{1.K_{III}} = U_{кп} \dot{\omega}_{2.K_{III}}.$$

Тогда, подставив значение несущего момента $M_{сц.н.}$, например, во второе уравнение системы (1), получим выражение для ускорения выходного вала коробки передач в конце этапа III (при окончании буксования):

$$\dot{\omega}_{2.КIII} = \frac{(M_{дв}U_{тр} - M_{сопр})U_0}{I_{дв}U_{тр}^2 + I_a}.$$

При этом в начале этапа III эти ускорения определяли по зависимостям, описанным ранее. Следовательно, ускорение выходного вала коробки передач на протяжении этапа III будет меняться от $\dot{\omega}_{2.0III}$ до $\dot{\omega}_{2.КIII}$, или

$$gU_0(h - jt)/r_k = \frac{(M_{дв}U_{тр} - M_{сопр})U_0}{I_{дв}U_{тр}^2 + I_a}.$$

Следовательно, если выразить t из этого равенства, то получим продолжительность данного периода

$$t_{III} = \frac{h}{j} - \frac{r_k}{jg} \frac{(M_{дв}U_{тр} - M_{сопр})}{I_{дв}U_{тр}^2 + I_a}.$$

Подставив полученное значение длительности этапа III в выражение для S_{III} и приравняв S_{III} нулю, находим значение скольжения $S_{III,0}$, при котором начинается этап III. Конечная формула для определения $S_{III,0}$ не приводится в виду ее громоздкости.

При решении квадратного уравнения, составленного из выражения для S_{III} ,

$$\frac{jg}{2r_k} \left(U_{тр} + \frac{I_a}{I_{дв}U_{тр}} \right) t^2 + \left[\frac{M_{дв}U_{тр} - M_{сопр}}{I_{дв}U_{тр}} - \frac{hg}{r_k} \left(U_{тр} + \frac{I_a}{I_{дв}U_{тр}} \right) \right] t + S_{III} = 0$$

определяем зависимость времени продолжения этапа III от скольжения (т.е. ищем функцию $t = f(S_{III})$ при $S_{III,0} = 0$, которую подставляем в выражение для момента, развиваемого фрикционным элементом, на этом же этапе. Полученная зависимость $M_{сц.III} = f(S_{III})$

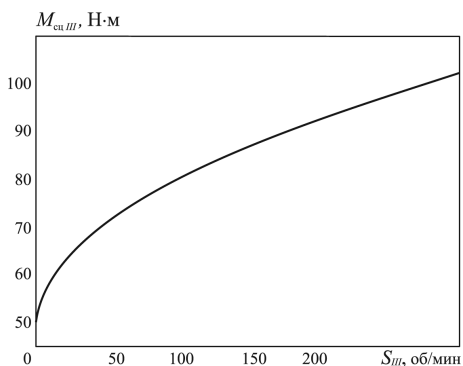


Рис. 8. График зависимости $M_{сц.III} = f(S_{III})$

определяет закон изменения момента трения, а следовательно, и давления в системе управления фрикционным элементом, на завершающем этапе в функции скольжения. Это позволяет организовать обратную связь не по расчетному времени завершающего этапа, а по фактически измеренному скольжению, т.е. по степени завершения процесса переключения. Данная зависимость приведена на рис. 8.

Несмотря на то что наличие этапа III увеличивает общую продолжительность процесса переключения (на 5...15%), работа буксования фрикционного элемента увеличивается незначительно — порядка 1...3%. Это обусловлено тем, что к этому этапу разность скоростей синхронизируемых звеньев уменьшается до значений 100...350 об/мин (против 1000...2500 об/мин в начале переключения) при одновременном снижении развиваемого фрикционным элементом крутящего момента.

Таким образом, разработанный метод определения закона изменения давления в бустерах АКП на завершающем этапе буксования позволяет обеспечить заданное значение показателя плавности процесса переключения передач, т.е. производной продольного ускорения корпуса автомобиля, что, в свою очередь, позволяет достичь заданных параметров комфортабельности транспортного средства.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Чер е д н и ч е н к о Ю. И., На д ь А. А. Методика объективной оценки плавности переключения передач ГМП / Тр. ЗИЛа, 1977. – Вып. 7. – С. 41–56.
2. Чер е д н и ч е н к о Ю. И. Испытания автомобильных гидромеханических передач. – М.: Машиностроение, 1969. – 195 с.
3. Ф и с е н к о И. А. Выбор законов управления гидромеханической передачей легкового автомобиля с целью улучшения плавности переключения передач и снижения потерь мощности. Дис... канд. техн. наук. – М., 1984. – 177 с.
4. Ф и с е н к о И. А., Е с е н о в с к и й - Л а ш к о в Ю. К., С к о к о в Е. М. Оценка плавности переключений гидромеханических передач легковых автомобилей // Автомобильная промышленность. – 1982. – № 5. – С. 17–18.
4. K u r a t a K., M i n o w a T., I b a m o t o M. A study of smooth gear shift control system with torque feedback / Electronic transmission control. Edited by Ronald K. Jurgen, SAE, 2005. – P. 217–221.
5. M i n o w a T., O c h i t. et al. Smooth shift control technology for clutch-to-clutch shifting. Electronic transmission control. Edited by Ronald K. Jurgen, SAE, 2005. – P. 253–258.

Статья поступила в редакцию 25.03.2008

Филипп Филиппович Курочкин родился в 1981 г., окончил МГТУ им. Н.Э. Баумана в 2005 г. Аспирант кафедры “Колесные машины” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Специализируется в области математического моделирования систем колесных машин.

F.F.Kurochkin (b. 1981) graduated from the Bauman Moscow State Technical University in 2005. Post-graduate of “Wheeled Vehicles” department of the Bauman Moscow State Technical University. Specializes in the field of mathematical simulation of wheeled vehicles systems.





Максим Валерьевич Нагайцев родился в 1968 г., окончил МГТУ им. Н.Э. Баумана в 1991 г. Канд. техн. наук, доцент кафедры “Гусеничные машины” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 10 научных работ в области проектирования автоматических трансмиссий.

M.V. Nagaitsev (b.1968) graduated from the Bauman Moscow State Technical University in 1991. PhD (Eng.), assoc. professor of “Track-type Vehicles” department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of more than 10 publications in the field of design of automatic transmissions.



Аркадий Авсеевич Полунгян родился в 1931 г., окончил МГТУ им. Н.Э. Баумана в 1954 г. Д-р. техн. наук, профессор кафедры “Колесные машины” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 100 научных работ в области проектирования колесных и гусеничных машин.

A.A. Polungyan (b.1931) graduated from the Bauman Moscow Higher Technical School in 1954. D. Sc. (Eng.), professor of “Wheeled Vehicles” department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of more than 100 publications in the field of design of wheeled and track-type vehicles.

**ЖУРНАЛ “ВЕСТНИК МОСКОВСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО
ТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА имени Н.Э. БАУМАНА”
ИЗДАТЕЛЬСТВО МГТУ имени Н.Э. БАУМАНА**

В журнале публикуются наиболее значимые результаты фундаментальных и прикладных исследований и совместных разработок, выполненных в МГТУ имени Н.Э. Баумана и других научных и промышленных организациях.

Журнал “Вестник МГТУ имени Н.Э. Баумана” в соответствии с постановлением Высшей аттестационной комиссии Федерального агентства по образованию Российской Федерации включен в перечень периодических и научно-технических изданий, в которых рекомендуется публикация основных результатов диссертаций на соискание ученой степени доктора наук.

Журнал издается в трех сериях: “Приборостроение”, “Машиностроение”, “Естественные науки” с периодичностью 12 номеров в год.

Подписку на журнал “Вестник МГТУ имени Н.Э. Баумана” можно оформить через агентство “Роспечать”.

Подписывайтесь и публикуйтесь!

Подписка по каталогу “Газеты, журналы” агентства “Роспечать”

Индекс	Наименование серии	Объем выпуска	Подписная цена (руб.)	
		Полугодие	3 мес.	6 мес.
72781	“Машиностроение”	2	250	500
72783	“Приборостроение”	2	250	500
79982	“Естественные науки”	2	250	500

Адрес редакции журнала “Вестник МГТУ имени Н.Э. Баумана”: 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д.5.

Тел.: (499) 263-62-60; (499) 263-67-98. Факс: (495) 261-45-97. E-mail: press@bmstu.ru