

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Самарцев С.Б., Тарасик В.П. Коэффициент трения фрикционной муфты со смазкой // Трение и износ. 1981. Т. II, № 4. 2. Выбор параметров фрикционных элементов многодисковых муфт / С.Б. Самарцев и др. // Автомоб. пром-сть. 1981. № 3. 3. Самарцев С.Б. Метод приближенного расчета параметров фрикционных элементов муфт гидромеханических передач // Трение и износ. 1985. Т. VI, № 2. 4. Самарцев С.Б., Тарасик В.П. Методы снижения нагрева многодисковых фрикционных муфт ГМП автомобилей // Машиноведение. 1982. № 3.

УДК 629.114.2-235

Н.Н. ГОРБАТЕНКО (ММИ)

### ВЛИЯНИЕ ЗАКОНА ВКЛЮЧЕНИЯ ФРИКЦИОНА НА ДИНАМИЧЕСКУЮ НАГРУЖЕННОСТЬ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ ПРИ ПЕРЕКЛЮЧЕНИИ ПЕРЕДАЧ

В гидроприводах управления фрикционными элементами гидромеханических трансмиссий (ГМТ) транспортных гусеничных машин применяются специальные механизмы, предназначенные для плавного включения фрикционов (МПВФ) [1]. Такие механизмы формируют управляющее воздействие на включаемый фрикцион в виде гидравлического сигнала  $p$ , изменяющегося во времени по определенному закону  $p = f(t)$ . В принципе с помощью МПВФ можно реализовать любой закон включения фрикциона: линейный, параболический, ступенчатый и т.д. В связи с этим при проектировании механизмов плавного включения фрикционов естественно возникает вопрос о степени взаимосвязи динамики переключения передач с характером нарастания давления в гидроцилиндре фрикциона.

С целью изучения этого вопроса была разработана математическая модель транспортной гусеничной машины. При составлении дифференциальных уравнений, описывающих динамику переключения передач в подсистемах двигатель—гидротрансформатор (ГТ)—планетарная коробка передач—ведущее колесо и остов—подвеска—двигатель, использовалась динамическая модель, изображенная на рис. 1, а также рекомендации работ [1, 2, 3]. В математической модели нелинейные характеристики двигателя, гидротрансформатора, коэффициента трения дисков фрикциона ( $\Phi$ ) и тормоза ( $T$ ) для пары трения сталь 65Г—МК5, а также упругие и демпфирующие свойства подвески остова машины описывались регрессионными уравнениями, полученными в результате обработки экспериментальных данных.

Исследование динамики переключения передач в зависимости от законов включения фрикционов ГМТ проводилось путем имитационного моделирования на ЭВМ переключения с первой на вторую передачу в процессе разгона машины при положении педали акселератора, соответствующем максимальной подаче топлива. Переключение на вторую передачу осуществлялось после того, как машина достигала максимально возможной скорости движения на первой передаче.

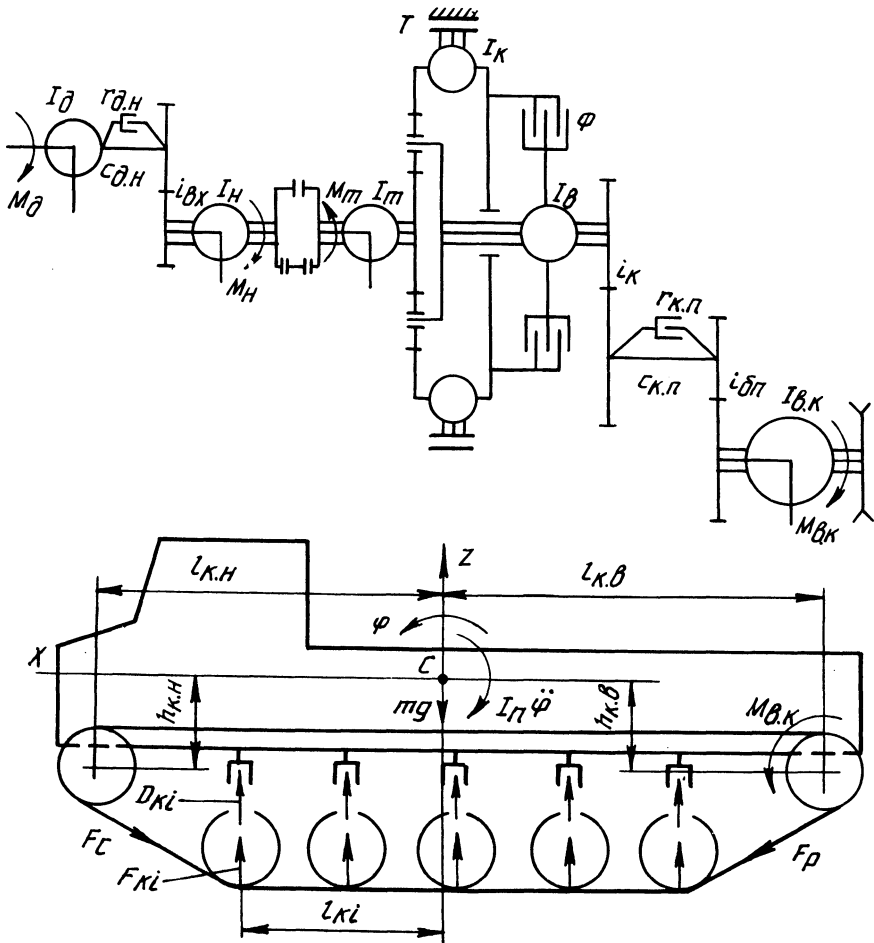


Рис. 1. Динамическая модель транспортной гусеничной машины:

$M_{д}, M_{н}, M_{т}, M_{в.к}$  — крутящие моменты соответственно на валу двигателя, насосном и турбинном колесах ГТ, ведущем колесе машины;  $I_{д}, I_{н}, I_{т}, I_{к}, I_{в}, I_{в.к}$  — моменты инерции вращающихся масс, приведенные соответственно к валу двигателя, насосу и турбинному колесам ГТ, коронной шестерне и выходному валу коробки передач, ведущему колесу;  $c_{д.н}, c_{к.п}, r_{д.н}, r_{к.п}$  — коэффициенты соответственно жесткости и демпфирования упругих элементов трансмиссии;  $I_{п}$  — момент инерции подрессоренной массы;  $m$  — масса машины;  $l_{к.н}, l_{к.в}, l_{ки}$  — расстояния по горизонтали от центра тяжести остова соответственно до осей направляющего и ведущего колес и до  $i$ -го опорного катка;  $h_{к.н}, h_{к.в}$  — расстояния по вертикали от центра тяжести соответственно до направляющего и ведущего колес;  $F_{р}, F_{с}$  — упругие силы, возникающие соответственно в рабочей и свободной ветвях гусеницы при колебаниях;  $F_{ки}, D_{ки}$  — соответственно упругая и демпфирующая силы в  $i$ -м упругом и демпфирующем элементах  $i$ -го катка

При моделировании процессов переключения передач зафиксированный темп падения давления в выключаемом фрикционе не изменялся. Продолжительность  $t_0$  фазы выбора зазоров между дисками включаемого фрикциона также была зафиксирована, при этом предполагалось, что в течение этого времени давление в гидроцилиндре равно нулю. Характер изменения давления в гидроцилиндре включаемого фрикциона в течение времени  $t_p$  нарастания давления с  $p_0$  до  $p_{\max}$  ( $p_0$  — давление в конце фазы выбора зазоров между дисками фрикциона,  $p_{\max}$  — максимальный уровень давления в гидросистеме ГМТ) описывался одним из следующих законов.

1. Закон квадратичной параболы выпуклостью вниз:

$$p_1 = p_0 + (p_{\max} - p_0)(t - t_0)^2 / t_p^2, \quad t_0 \leq t \leq t_0 + t_p.$$

2. Линейный закон:

$$p_2 = p_0 + (p_{\max} - p_0)(t - t_0) / t_p, \quad t_0 \leq t \leq t_0 + t_p.$$

3. Закон квадратичной параболы выпуклостью вверх:

$$p_3 = p_0 + (p_{\max} - p_0) [1 - (t - t_0 - t_p)^2 / t_p^2], \quad t_0 \leq t \leq t_0 + t_p.$$

4. Закон кубической параболы:

$$p_4 = p_0 + 0,5(p_{\max} - p_0) \{1 + [2(t - t_0) / t_p - 1]^3\},$$

$$t_0 \leq t \leq t_0 + t_p.$$

5. Ступенчатый закон:

$$p_5 = \begin{cases} p_0 + [(0,5p_{\max} - p_0) / 0,1](t - t_0), & t_0 \leq t \leq t_0 + 0,1; \\ 0,5p_{\max} + (0,5p_{\max} / t_p)(t - t_0 - 0,1), & t_0 + 0,1 < t \leq t_0 + 0,1 + t_p. \end{cases}$$

При  $t > t_0 + t_p$ ,  $t > t_0 + 0,1 + t_p$   $p_i = p_{\max}$ ,  $i = 1, \dots, 5$ . При расчетах принималось  $t_0 = 0,5$  с,  $p_0 = 0,05$  МПа,  $p_{\max} = 1,6$  МПа, а время  $t_p$  варьировалось в пределах от 0,3 до 1,5 с с шагом 0,3 с.

В качестве выходных показателей процесса переключения передач были приняты максимальный динамический момент  $M_y$  на упругом элементе трансмиссии — для оценки динамической нагруженности трансмиссии; максимальная скорость изменения продольного ускорения центра масс машины  $\dot{v}_c$  — для оценки плавности включения фрикционного элемента ГМТ; максимальная удельная мощность трения  $\Phi_{уд}$  и удельная работа буксования  $W_{уд}$  — для оценки тепловой нагруженности фрикциона.

На рис. 2,3 приведены результаты расчета. Каждая кривая пронумерована в соответствии с номером закона изменения давления  $p_i = f(t)$ ,  $i = 1-5$ . Горизонтальные штриховые линии фиксируют уровни показателей качества  $M_y^0$ ,  $\dot{v}_c^0$ ,  $\Phi_{уд}^0$  и  $W_{уд}^0$ , полученные при моделировании переключения передач без МПВФ. Предполагалось, что давление в гидроцилиндре включаемого фрикциона изменялось по линейному закону от  $p_0$  до  $p_{\max}$  за 0,1 с.

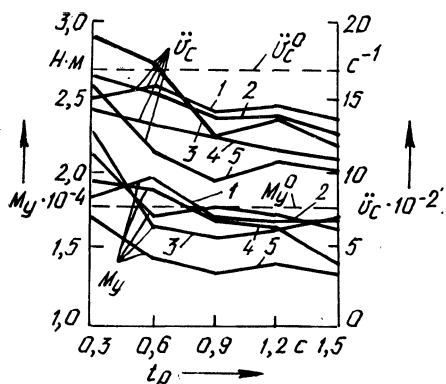


Рис. 2. Зависимости показателей качества процесса переключения передач  $M_y$  и  $\dot{v}_c$  от продолжительности нарастания давления  $t_p$  при различных законах включения фрикциона

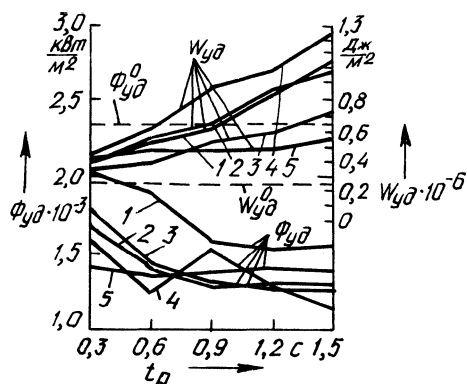


Рис. 3. Зависимости показателей качества процесса переключения передач  $W_{уд}$  и  $\Phi_{уд}$  от продолжительности нарастания давления  $t_p$  при различных законах включения фрикциона

Результаты расчета показали, что для исследованных законов включения фрикциона возможные значения  $M_y$  динамической нагруженности трансмиссии различаются в 1,7 раза, плавности включения фрикциона  $\dot{v}_c$  — почти в 2 раза, удельной работы буксования  $W_{уд}$  — примерно в 4 раза, а удельной мощности трения  $\Phi_{уд}$  — в 1,8 раза. Так как перечисленные показатели качества являются определяющими при формировании требований к процессу переключения передач, это свидетельствует о значительных потенциальных возможностях улучшения динамики процесса переключения передач за счет рационального выбора закона включения фрикциона ГМТ.

Как видно из рис. 2, 3, практически для всех исследованных законов включения фрикциона с увеличением времени нарастания давления  $t_p$  наблюдается такая общая закономерность, как снижение динамической нагруженности трансмиссии, улучшение плавности включения фрикциона, уменьшение удельной мощности трения и увеличение удельной работы буксования фрикциона. Однако наряду с отмеченной закономерностью можно выделить некоторые характерные различия. Так, например, как при ступенчатом, так и при параболическом выпуклостью вверх законах включения фрикциона в интервале изменения  $t_p$  от 0,3 до 0,9 с имеет место интенсивное уменьшение показателей  $M_y$  и  $\dot{v}_c$ . В то же время при  $t_p > 0,9$  с эти показатели при ступенчатом законе включения фрикциона практически стабилизируются, а при параболическом законе выпуклостью вверх наблюдается тенденция к их росту. Как видно из рис. 3, аналогичный эффект стабилизации характерен и для показателя  $\Phi_{уд}$ . При параболическом выпуклостью вверх, линейном и ступенчатом законах включения фрикциона в случае  $t_p \geq 0,6$  с, а также при параболическом выпуклостью вниз в случае  $t_p \geq 0,9$  с значения показателя  $\Phi_{уд}$  практически мало различимы между собой, что свидетельствует о слабом влиянии в указанных интервалах варьирования  $t_p$  характера изменения давления в гидроцилиндре включаемого фрикциона на удельную мощность трения.

Сравнивая между собой результаты расчетов процессов переключения передач как с МПВФ, так и без него можно прийти к следующим выводам. Независимо от того, какой закон включения фрикциона определяется МПВФ, его применение положительно сказывается как на тепловом режиме работы фрикциона (из-за существенного уменьшения максимальной удельной мощности трения, генерируемой на поверхностях пар трения), так и на плавности его включения. В то же время использование в гидросистеме ГМТ механизмов плавного включения фрикционов не исключает в отдельных случаях формирования на упругих элементах трансмиссии динамических нагрузок, превосходящих нагрузки при переключении передач без МПВФ. Из рис. 2 следует, что при линейном и параболическом выпуклостью вниз законах включения фрикциона динамическая нагруженность трансмиссии практически такая же, как и без МПВФ, а в интервале  $0,3 \leq t_p < 0,9$  даже превосходит ее.

Анализ результатов расчета показывает, что отмеченные выше особенности формирования переходных процессов обуславливаются прежде всего эффектом совместного влияния на динамику переключения передач характера изменения давления в гидроцилиндре включаемого фрикциона и характеристики изменения коэффициента трения фрикционной пары трения сталь 65Г—МК5 в процессе буксования фрикциона. Как известно, упомянутая пара обеспечивает параболическую скоростную зависимость коэффициента трения, для которой справедливо соотношение  $\mu_c / \mu_d > 1$ , где  $\mu_c$  и  $\mu_d$  соответственно статический и динамический коэффициенты трения [4]. При замыкании фрикциона из-за резкого нерегулируемого возрастания коэффициента трения изменение момента трения на поверхностях его пар трения носит ударный характер даже в тех случаях, когда давление в гидроцилиндре включаемого фрикциона не изменяется. Очевидно, что в такой ситуации законы включения фрикциона с достаточно высоким градиентом роста давления в момент замыкания фрикциона (к ним относятся прежде всего параболический выпуклостью вниз и линейный законы включения) еще более способствуют формированию ударного приложения момента трения, а следовательно, и формированию динамических нагрузок, превышающих в отдельных случаях нагрузки при переключении передач без МПВФ.

Таким образом, наиболее рациональным законом включения фрикциона с точки зрения обеспечения минимальной динамической и тепловой нагруженности элементов трансмиссии, а также плавности включения фрикциона, является закон, при котором давление в гидроцилиндре изменяется ступенчато, причем время его нарастания от  $0,5p_{\max}$  до  $p_{\max}$  для рассмотренного режима переключения передач должно находиться в пределах  $0,9 \dots 1,2$  с.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Платонов В.Ф., Леишвили Г.Р. Гусеничные и колесные транспортно-тяговые машины, М., 1986.
2. Тарасик В.П. Проектирование колесных тягово-транспортных машин. Мн., 1984.
3. Альгин В.Б., Павловский В.Я., Поддубко С.Н. Динамика трансмиссии автомобиля и трактора / Под ред. И.С.Цитовича. Мн., 1986.
4. Самарцев С.Б., Тарасик В.П. Коэффициент трения фрикционной муфты со смазкой // Трение и износ. 1981. Т. 11, № 4.