

## О ЗАВИСИМОСТИ ТЕПЛОВЫХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ЭЛЕМЕНТАХ ТРАНСМИССИЙ С ГМП

Проблема снижения динамической нагруженности трансмиссий тягово-транспортных машин с гидромеханическими передачами (ГМП), обусловленной включением фрикционных многодисковых муфт, решается различными методами. Среди них применение устройств плавного включения или муфт специальной конструкции, использование рационального закона изменения динамического коэффициента трения, изменение нагрузочного и скоростного режимов работы муфты за счет отключения гидротрансформатора или применения предварительного торможения машины и др. При всем этом улучшение динамических качеств объекта, как правило, возникает вследствие увеличения длительности буксования муфт, что в свою очередь вызывает ухудшение теплового состояния фрикционных элементов из-за превышения допустимой температуры нагрева материала дисков или температуры сгорания масляной пленки на поверхностях трения. Кратковременное же буксование муфт определяет более жесткий нагрузочный режим работы ГМП и меньший нагрев дисков.

Известно [1, 2], что зависимость динамических и тепловых процессов в трансмиссии обусловлена зависимостью коэффициента трения фрикционных элементов от средней поверхностной температуры ведущего диска, удельной мощности трения и относительной скорости скольжения дисков. Немаловажную роль играют упругие, а при продолжительном буксовании — диссипативные свойства трансмиссии.

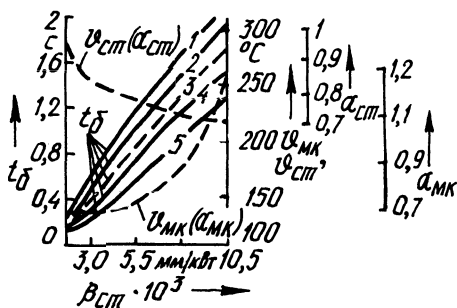
Существенное влияние на нагрев дисков оказывают их конструктивные параметры: толщина и число пар трения. Однако закономерности изменения динамических нагрузок на валах в зависимости от указанных параметров практически не изучены.

Были проведены исследования большегрузных автомобилей БелАЗ и МоАЗ с использованием конечно-разностного метода [3] расчета температурных полей в фрикционных элементах и методики моделирования неустановившихся режимов в трансмиссии [4], показавшие адекватность разработанных моделей реальным системам и удовлетворительное совпадение теоретических и экспериментальных результатов опытов. В качестве оценочных критериев приняты коэффициенты динамичности  $K_d$  на выходном валу ГМП и полуосях машины, коэффициенты нагрева  $\alpha_{ст}$  и  $\alpha_{мк}$  или средние поверхностные температуры  $\vartheta_{ст}$  стального и  $\vartheta_{мк}$  металлокерамического дисков, а также время  $t_6$  буксования муфты.

Исследования производились на средне- и высокоскоростных режимах работы машинного агрегата двигатель—гидротрансформатор, для которых характерна значительная тепловая нагруженность фрикционных элементов. Момент трения муфты принимался не зависящим от числа пар трения  $z$ , соответствующим моменту трения серийной ГМП БелАЗа. Однако учитывалось влияние изменения  $z$  на удельную мощность трения, а следовательно, и на среднюю поверхностную температуру дисков или коэффициенты их нагрева. При вариан-

Рис. 1. Зависимость критериев энергонагруженности фрикционных муфт ГМП БелАЗа от удельного показателя  $\beta_{ст}$  и числа пар трения  $z$ :

1 – 18; 2 – 16; 3 – 14 (штрихпунктирные линии); 4 – 12; 5 – 10



ции толщин фрикционных элементов – стального ведущего и металлокерамического ведомого – суммарная толщина всего пакета дисков оставалась постоянной. Отсюда увеличение толщины стального диска вызывало уменьшение на ту же величину (за счет стальной основы) толщины металлокерамического диска.

При построении графиков результатов исследований для обобщения данных и сравнения оценочных критериев автомобилей с двигателями различной мощности применяются удельные показатели  $\beta_{ст}$  и  $\beta_{мк}$  (мм/кВт), равные отношению толщины соответствующих дисков к единице максимальной мощности двигателя.

Анализ приведенных на рис. 1 зависимостей позволил установить, что время буксования муфты на экстремальном скоростном режиме (начальная скорость 240 рад/с, II ступень ГМП) повышается при увеличении  $\beta_{ст}$  и  $z$ . Причем наиболее интенсивный рост  $t_b$  характерен для большего числа пар трения, что обусловлено меньшими удельной мощностью трения и степенью нагрева дисков, влияющими на коэффициент трения и динамику переходного процесса.

Естественно, что увеличение показателя  $\beta_{ст}$  также приводит к росту  $t_b$ , которое для указанных пределов  $\beta_{ст}$  при заданном числе пар трения более значительно, чем при изменении  $z$ . Так, для серийной фрикционной муфты с числом  $z = 14$  время  $t_b$  увеличивается в 8,5 раз,  $\alpha_{мк}$  – почти в 2 раза, а  $\alpha_{ст}$  уменьшается в 1,4 раза. Соответственно для дисков той же муфты с показателями  $\beta_{ст} = 0,00635$  мм/кВт и  $\beta_{мк} = 0,01$  мм/кВт переход от 10 пар трения к 18 приводит к повышению длительности буксования всего в 1,8 раза, а  $\alpha_{мк}$  и  $\alpha_{ст}$  – не более чем на 5%.

Очевидно, что с увеличением времени буксования муфты должны уменьшаться динамические нагрузки в трансмиссии. Подтверждением этому являются графики, представленные на рис. 2. На фоне общего снижения коэффициента  $K_d$  изменение его неоднозначно при различных значениях  $z$  и  $\beta_{ст}$ . Заметно сильное влияние упругих свойств трансмиссии и шин автомобиля. Поэтому графики имеют ярко выраженный колебательный характер. Например, при числе  $z = 18$  и при наиболее часто используемом в обычной практике диапазоне показателя  $\beta_{ст} = 0,0054 \dots 0,0068$  мм/кВт коэффициент  $K_d$  уменьшается в 1,1 раза. В том же случае, но при  $z$ , равном 10...14, значения  $K_d$  изменяются незначительно. В целом надо отметить, что колебательность графиков (рис. 2) уменьшается при снижении числа пар трения и показателя  $\beta_{ст}$ ,

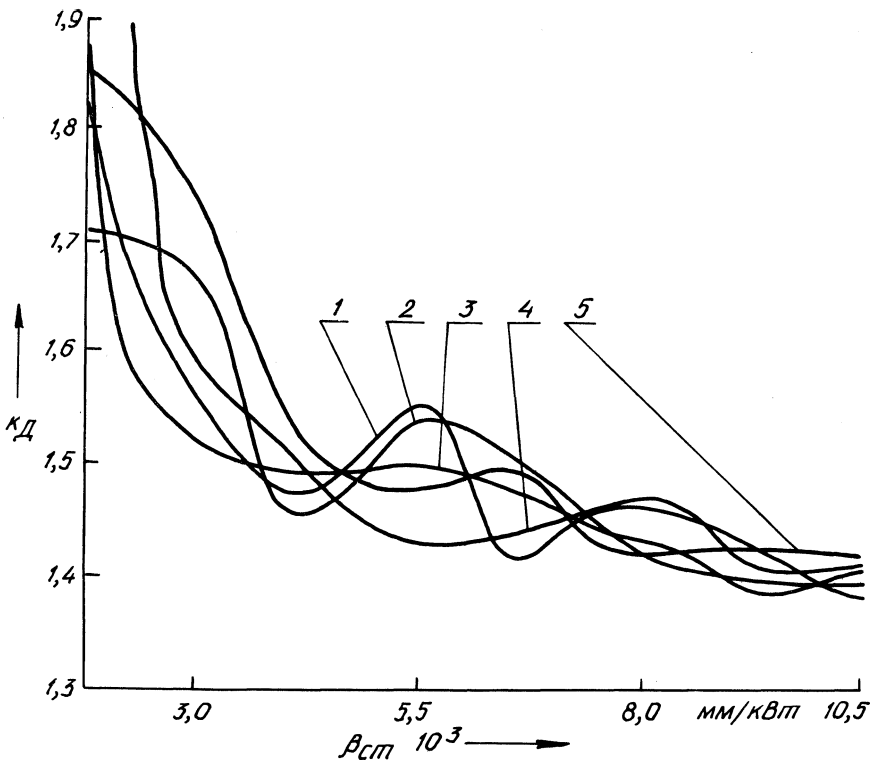


Рис. 2. Зависимость коэффициента динамичности на выходном валу ГМП БелАЗа от удельного показателя  $\beta_{ст}$  и числа пар трения  $z$  (обозначения см. по рис. 1)

стремящегося к верхней границе (0,0105 мм/кВт). Это вполне согласуется с рассмотренными ранее (рис. 1) данными.

Действительно, нагрев дисков при этом стабилизируется, следовательно, тепловые и динамические процессы в элементах трансмиссии становятся менее зависимыми друг от друга.

Аналогичные результаты получены для коэффициента динамичности на полусуши автомобиля, а также при исследованиях трогания машины с места на I ступени. Последние показали, что чем меньше податливость упругих элементов трансмиссии, тем менее вероятно появление колебательности искомых характеристик.

Таким образом, увеличение толщины дисков фрикционных муфт обеспечивает не только нормализацию их теплового режима, но и позволяет изменять динамическую нагруженность трансмиссии. Это особенно важно для высокоскоростных режимов работы машинного агрегата, которые редко поддаются "улучшению" другими методами, например путем применения клапанов плавности. Возможное уменьшение пиковых моментов на валах при  $z = 12 \dots 14$  и  $\beta_{ст} = 0,0054 \dots 0,01$  мм/кВт составляет до 10 %.

## 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.