

## ЛИТЕРАТУРА

1. Я б л о н с к и й А.А. Курс теоретической механики. — М.: Высш. шк., 1977. — 374 с.  
2. Ж у р а в л е в С.С. Влияние геометрических параметров направляющего устройства зависимой подвески на углы крена поддресоренных масс относительно неподдресоренных // Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов. — Минск, 1987. — Вып. 2. — С. 42–47.

УДК 629.114.4-585.23.621.825.54

С.Б. САМАРЦЕВ, В.Я. КОРЕЙВО

### ОСОБЕННОСТИ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ СТУПЕНЕЙ В МНОГОВАЛЬНЫХ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧАХ

Динамика переходных процессов в трансмиссиях автомобилей с гидромеханическими передачами (ГМП) в значительной степени зависит от продолжительности разрыва потока мощности. Для ее определения были проведены экспериментальные исследования многовальной унифицированной пятиступенчатой ГМП МоАЗ, установленной на автомобиле БелАЗ-548А.

В отечественных ГМП подобного типа (сюда относится и передача БелАЗ) продолжительность разрыва потока мощности обуславливается последовательным расположением фрикционов переключения ступеней и диапазонов, а в ГМП МоАЗ — еще и применением сдвоенных фрикционов. Переключение смежных передач такими фрикционами (рис. 1, а) при замкнутом диапазонном фрикционе сопровождается предварительным опорожнением цилиндра одной из муфт и возвращением поршней в нейтральное положение, что увеличивает длительность переходного процесса. Продолжительность  $t_{\text{п}}$  разрыва потока мощности определяется на осциллограммах при выключении передачи, когда динамический момент  $M_{\text{в}}$  равен нулю; при включении передачи, когда значение  $M_{\text{в}}$  выше нуля.

При переключении передач с одновременным переключением диапазонов (рис. 1, б, в) разрыв потока мощности длительнее за счет процессов выключения—включения цилиндров диапазонного фрикциона. Для сокращения  $t_{\text{п}}$  цилиндры обоих фрикционов должны работать с перекрытием. В зависимости от номера включаемой ступени  $t_{\text{п}}$  изменяется. Это обусловлено особенностями и различными размерами каналов гидропривода и исполнительных цилиндров фрикционов, а также некоторой инерционностью систем управления переключением передач. Так, задержка нарастания давления на входе магистрали включения муфты от момента замыкания цепи электромагнита включаемой ступени ГМП составляет 0,09...0,13 с.

Исследованиями установлено, что на большинстве ступеней передач продолжительность разрыва потока мощности равна 0,3...0,5 с; при переключении с II на III и с IV на V передачу  $t_{\text{п}} = 0,6...0,7$  с; при смене диапазонов, т. е. переключении с III на IV передачу и обратно,  $t_{\text{п}} = 0,9...1,2$  с. Исходя из требований, предъявляемых к ГМП, подобные значения  $t_{\text{п}}$  не могут считаться удовлетворительными. Улучшение динамических свойств объекта возможно путем включения фрикционов смежных ступеней, расположенных на разных валах,

или применения одинарных фрикционов, как это сделано в передаче автомобиля БелАЗ. Кроме того, при установке диапазонных фрикционов в ГМП МоАЗ на выходном валу при смене диапазонов (см. рис. 1, б) появляются два пика динамического момента  $M_B$ . При переключении передач сверху вниз (см.

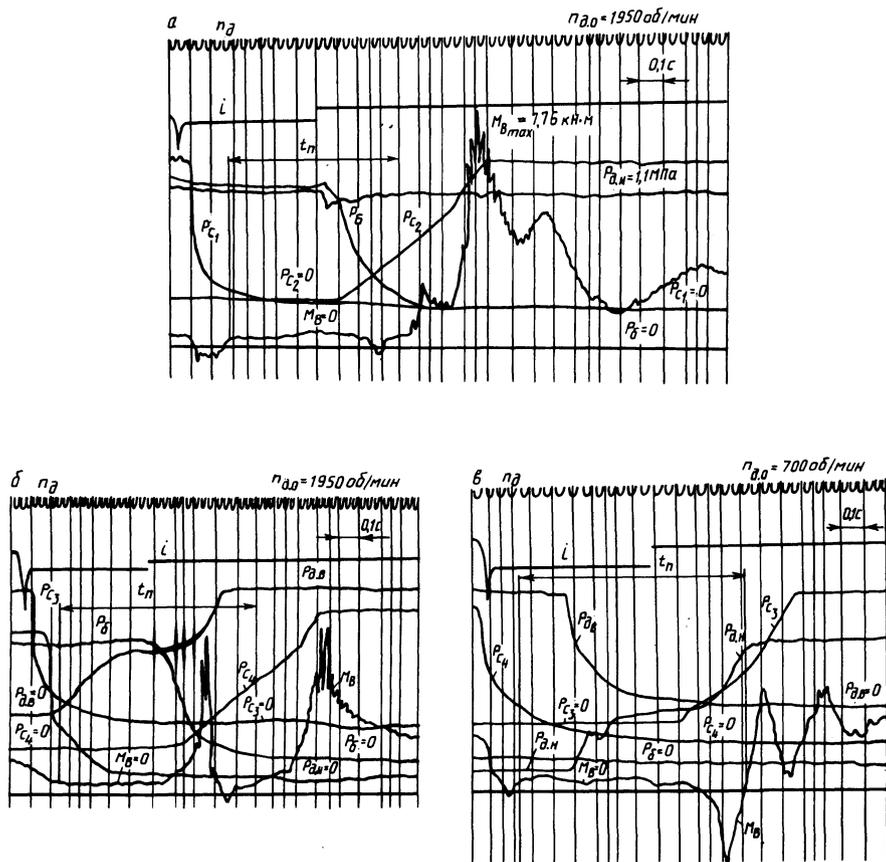


Рис. 1. Осциллограммы переходных процессов в трансмиссии при переключении передач автомобиля:

а – со II на III ступень; б – с III на IV ступень; в – с IV на III ступень;  $n_d$  – частота вращения вала двигателя;  $M_B$  – динамический момент на карданном валу;  $P_{д,н}$ ,  $P_{д,в}$ ,  $P_{с,к}$ ,  $P_б$  – давление на входе фрикционов переключения низшего и высшего диапазонов, фрикционов соответствующих ступеней, блокировки гидротрансформатора;  $i$  – линия фиксации момента замыкания цепи электромагнита включения ступени

рис. 1, в) первый пик этого момента имеет отрицательное значение. Абсолютное значение максимальных динамических моментов практически одинаково и достигает 5...5,6 кН·м, что превышает уровень нагрузок, возникающих на валу при трогании автомобиля с места на III–IV ступенях. Причиной появления первого пика момента является предварительная блокировка диапазона фрикциона, в результате которой происходит затормаживание масс промежуточного вала с шестернями и масс выключаемого фрикциона переключения ступеней. Пиковые моменты при переключении передач снизу вверх чередуются через 0,4...0,6 с, а сверху вниз – 0,2...0,4 с, что отмечается в ГМП автомобиля БелАЗ.

Полученные значения продолжительности разрыва потока мощности ГМП МоАЗ были использованы для оценки динамической и тепловой нагруженности элементов трансмиссии при реверсивном переключении передач. Известно, что ГМП рассмотренного типа, выполненные по схеме 4 × 4, используются в трансмиссиях подземных автопоездов и автопогрузчиков. Для последних реверсивное движение является наиболее характерным режимом работы, который сравнительно мало изучен. Нами ставилась задача сравнения показателей качества переходных процессов при реверсивном переключении передач без остановки машины с показателями, определенными при трогании автомобиля с места и обычном прямом переключении передач [1, 2]. При этом параметры динамической системы машинного агрегата соответствовали параметрам автопоезда МоАЗ-6401, а для оценки полученных данных использовались ранее принятые показатели. Расчеты производились на ЭВМ для наиболее тяжелых режимов: реверсивного переключения передач одной ступени. Результаты исследований представлены в табл. 1.

Из данных, приведенных в таблице, следует, что максимальные температуры нагрева стальных  $v_{стmax}$  и металлокерамических  $v_{мкmax}$  дисков могут превышать допустимую температуру сгорания (160...180 °С) масляной пленки на поверхности трения. Во всех рассмотренных случаях наблюдались более высокие температуры дисков (на 10...40 %), чем при включении фрикционов при трогании автомобиля с места. Несмотря на увеличение продолжительно-

Табл. 1. Показатели качества переходных процессов в трансмиссии при реверсивном переключении передач

Передачи	$t_{б}, c$	$M_{вmax}, кН·м$	$M_{птmax}, кН·м$	$\theta_{удmax}, кВт/м^2$	$v_{стmax}, ^\circ C$	$v_{мкmax}, ^\circ C$
I–I	0,31	6,21	10,72	1996	148	136
II–II	0,42	6,34	10,86	2515	168	145
III–III	0,75	6,19	10,05	3184	197	192
IV–IV	0,88	2,96	5,45	3085	181	176

сти буксования  $t_b$ , значительно возрастают максимальный удельный тепловой поток  $\theta_{удтах}$  и пиковые динамические моменты на выходном валу ГМП  $M_{втах}$  и полуосях  $M_{птах}$ . Только при переключении передач с четвертой прямого хода на четвертую заднего динамическая нагруженность трансмиссии соответствует нагрузкам, полученным при трогании автомобиля. В других случаях  $M_{втах}$  и  $M_{птах}$  возрастают в 1,5...2 раза. При реверсировании на третьих и четвертых передачах возникает явление противорращения гидротрансформатора [3, 4], приводящее к увеличению времени буксования фрикциона и ухудшению ряда показателей качества переходных процессов в трансмиссии.

Таким образом, при доводке многовалных реверсивных ГМП автомобилей для улучшения их динамических свойств исследовательские работы необходимо вести в направлении создания систем управления скоростным и нагрузочным режимами работы машинного агрегата при переключении передач, например принудительным снижением скорости движения с применением тормозов (патент США 3876033), установкой модулирующей фрикционной муфты (патент США 3896910) и т. д.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Динамика многодисковых фрикционных муфт гидромеханических передач автомобилей большой грузоподъемности / Н.Н. Филиппова, С.Б. Самарцев, В.П. Тарасик, О.Н. Казюк // Автомоб. пром-сть. — 1982. — № 7. — С. 15–17. 2. Сидоров Н.А., Самарцев С.Б., Филиппова Н.Н. Исследование переходных процессов при переключении передач в автопоезде МоАЗ-6401 // Экспресс-информ. Конструкции автомобилей. — М., 1982. — № 2. — С. 30–32. 3. Бриммер А.А., Каракко Л.И. Исследование переходных процессов в гидромеханическом приводе хода большегрузного фронтального погрузчика // Тр. МАДИ. Методы анализа гидро- и пневмосистем. — М., 1983. — С. 133–136. 4. Нарбут А.Н. Особенности работы гидротрансформатора при реверсировании колесных машин // Автомоб. пром-сть. — 1974. — № 7. — С. 24–26.

УДК 629.113.2-587

А.Ф. АНДРЕЕВ, В.В. ВАНЦЕВИЧ,  
А.Х. ЛЕФАРОВ, Л.М. ЛУКЕРЧИК, В.Г. ЕРМАЛЕНКО

### ВЫБОР КИНЕМАТИЧЕСКОГО НЕСООТВЕТСТВИЯ В ПРИВОДЕ МОСТОВ МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ

При проектировании мобильных энергетических средств (МЭС) тягово-приводной концепции на базе полноприводного трактора и дополнительного ведущего моста (технологического модуля) возникает ряд проблем. Одна из них — выбор схемы привода мостов, обуславливающей эксплуатационные свойства МЭС: тягово-сцепные, поворачиваемость, устойчивость и др. Так, например, на основе метода оптимизационного синтеза показано [1], что в зоне эксплуатационных тяговых нагрузок КПД ходовой системы МЭС с колесной формулой 6К6 максимален при условии равенства теоретических скоростей  $v_{тi}$  колес мостов. С целью автоматизации подключения и отключения дополнительных мостов с помощью муфт свободного хода (МСХ) возникает необходимость введения кинематического несоответствия  $m'_n$  в приводе мостов. Ес-