

УДК 621.33

В. П. Тарасик, Ю. С. Романович, В. С. Савицкий

ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИЙ МЕХАНИЗМ УПРАВЛЕНИЯ ФРИКЦИОНАМИ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

UDC 621.33

V. P. Tarasik, Y. S. Romanovich, V. S. Savitsky

ELECTROHYDRAULIC MECHANISM FOR CONTROLLING FRICTION CLUTCHES OF THE HYDROMECHANICAL TRANSMISSION

Аннотация

Приведено описание конструкции и принципа действия разработанного механизма управления фрикционными гидромеханической передачи для карьерных самосвалов БелАЗ. Изложены результаты выполненных исследований по определению его параметров. Показано влияние величины отрицательного перекрытия дросселирующих щелей регулятора-гидрораспределителя на эффективность процесса функционирования механизма управления.

Ключевые слова:

карьерный самосвал, гидромеханическая передача, фрикцион, электрогидравлический пропорциональный клапан, запорно-регулирующий орган, дросселирующая щель.

Abstract

The paper describes the design and operating principle of the mechanism developed for controlling friction clutches of the hydromechanical transmission for BelAZ quarry dump trucks. The results of the performed research determining its parameters are presented. It is shown how the magnitude of negative overlapping of throttling slots of the regulator-hydraulic distributor influences the efficiency of functioning of control mechanism.

Key words:

quarry dump truck, hydromechanical transmission, friction clutch, electrohydraulic proportional valve, shut-off-and-regulating element, throttling slot.

На предприятии ОАО «Белорусский автомобильный завод» проводятся проектно-конструкторские работы по созданию мехатронной системы автоматического управления и диагностирования гидромеханической передачи (ГМП) карьерных самосвалов грузоподъемностью 45...60 т. В выполнении этих работ принимает участие кафедра «Автомобили» Белорусско-Российского университета.

Применение мехатронной системы автоматического управления (МСАУ) позволяет существенно улучшить ряд показателей эксплуатационных свойств

самосвалов, повысить безопасность движения, увеличить ресурс, создать комфортные условия труда водителю. В результате повышается конкурентоспособность самосвалов.

В техническом задании на разработку МСАУ сформулированы следующие основные требования:

- обеспечение непрерывного подвода потока энергии к ведущим колесам в процессе переключения передач с целью повышения средней скорости движения и производительности самосвала;
- снижение динамических нагрузок в трансмиссии и теплонапряженно-

сти фрикционов в переходных процессах при переключении передач с целью повышения ресурса всех механизмов трансмиссии (коробки передач, главной передачи, колесной передачи, карданных передач);

- повышение плавности включения фрикционов при переключении передач с целью исключения рывков и неравномерности движения самосвала, улучшения условий труда водителя;

- исключение ошибочных действий водителя по управлению гидромеханической передачей с целью повышения безопасности движения и снижения вероятности перегрузки механизмов трансмиссии;

- обеспечение оперативного диагностирования технического состояния механизмов гидромеханической передачи с целью своевременного обнаружения и устранения неполадок, исключения аварийного состояния ГМП.

Для выполнения этих требований ГМП должна быть оборудована системой датчиков, позволяющих фиксировать процессы функционирования всех основных механизмов, включая механизмы системы управления, а каждый фрикцион ГМП необходимо снабдить автономным механизмом управления.

Наибольшую сложность при разработке МСАУ представляет создание механизмов управления фрикционами ГМП, посредством которых осуществляется переключение передач, блокирование и разблокирование гидротрансформатора. Качество функционирования механизмов управления фрикционами (МУФ) определяет технический уровень МСАУ и возможность выполнения предъявляемых к ней требований. Поэтому основное внимание уделялось проектированию, расчетно-теоретическим и экспериментальным исследованиям этих механизмов. При этом решались задачи выбора принципиальной схемы МУФ, определения его основных параметров и разработки конструкции.

Ядром МСАУ является микропро-

цессорный контроллер, который осуществляет реализацию алгоритма управления и формирует управляющие сигналы на переключение передач, блокирование и разблокирование гидротрансформатора, а также на управление двигателем во время переключения передач. Управляющие сигналы контроллера воспринимаются механизмами управления фрикционами, формирующими сигналы управления фрикционами ГМП, которые непосредственно осуществляют переключение передач. Поскольку управляющие сигналы контроллера электрические, то естественно, что в состав каждого МУФ должен входить аппарат электрической природы. В качестве такого аппарата используется электромагнит. При управлении фрикционами необходимо осуществлять непрерывное регулирование величины давления рабочей жидкости, подаваемой в гидроцилиндры включаемого и выключаемого фрикционов. Эту функцию может выполнять электрогидравлический пропорциональный клапан (ЭГПК).

В состав ЭГПК входит пропорциональный электромагнит и редуционный гидроклапан. Входной канал этого клапана соединен с источником подачи рабочей жидкости (гидронасосом), поддерживающим примерно постоянный уровень давления, а на выходе редуционного клапана формируется управляющий гидравлический сигнал переменного регулируемого давления. Величина регулируемого давления пропорциональна силе тока в обмотке электромагнита. Величиной же силы тока управляет широтно-импульсный модулятор (ШИМ) контроллера по соответствующему алгоритму.

Мощность выходного сигнала ЭГПК сравнительно невелика, так как она ограничивается мощностью электромагнитов, используемых в современных МСАУ, поэтому МУФ обычно выполняют по двухкаскадной схеме. На рис. 1 приведена принципиальная схема МУФ.

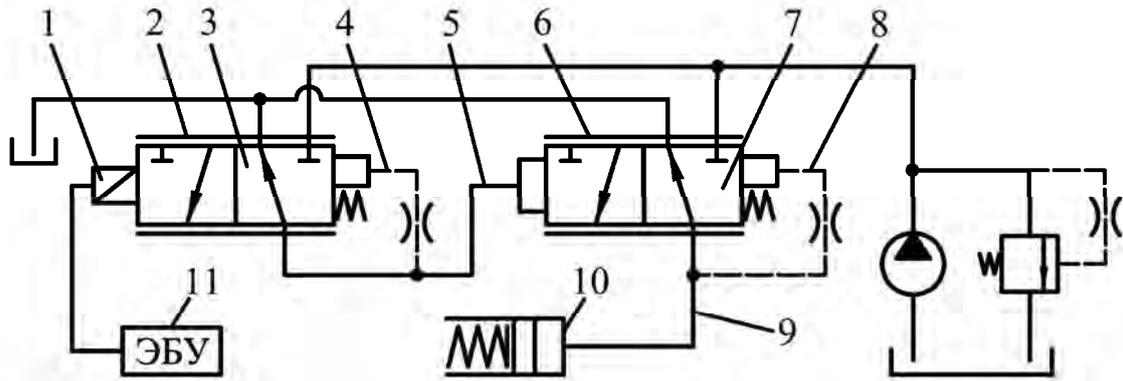


Рис. 1. Принципиальная схема механизма управления фрикционом ГМП

Первый каскад составляет пилотная ступень, а второй каскад обеспечивает усиление сигнала управления, формируемого пилотной ступенью. Пилотная ступень – это ЭГПК, состоящий из пропорционального электромагнита 1 и редукционного гидроклапана 2 с обратной связью 4 по давлению в его выходном канале 5. Второй каскад 6 выполнен в виде трехлинейного дросселирующего многопозиционного гидрораспределителя с обратной связью по давлению на его выходе. Он усиливает управляющий сигнал ЭГПК, передаваемый по каналу 5, и сформированный на его выходе 9 сигнал в виде потока рабочей жидкости направляет в гидроцилиндр фрикциона 10. Давление рабочей жидкости, подаваемой в гидроцилиндр фрикциона, также пропорционально силе тока в обмотке электромагнита 1, но величина его отличается от давления на его входе 5 лишь на небольшую составляющую, обусловленную усилием пружины. Следовательно, гидрораспределитель 6 функционально представляет собой регулятор-распределитель (РР). Он позволяет значительно увеличить подачу рабочей жидкости в гидроцилиндр и обеспечить заданное минимальное время его заполнения, что необходимо для быстрой реализации сформированного контроллером сигнала на переключение передачи.

На рис. 2 приведена циклограмма процесса управления фрикционами ГМП при переключении передачи.

Для осуществления переключения необходимо выключить фрикцион предыдущей передачи и включить фрикцион последующей передачи. В течение интервала времени t_3 осуществляется заполнение гидроцилиндра включаемого фрикциона. Поскольку данный фрикцион в этом интервале времени не передает нагрузку, то фрикцион выключаемой передачи должен оставаться во включенном состоянии, что обеспечивает непрерывную передачу энергии от двигателя к ведущим колесам.

Сила тока в обмотках электромагнитов ЭГПК пропорциональна скважности C_i широтно-импульсных управляющих сигналов, формируемых контроллером согласно алгоритму управления давлением в магистралях питания гидроцилиндров соответственно включаемого и выключаемого фрикционов. На рис. 2, а показана характеристика изменения скважности C_1 напряжения, подаваемого на обмотку электромагнита выключаемого фрикциона, а на рис. 2, б – включаемого фрикциона C_2 . Изменения давлений в гидроцилиндрах этих фрикционов (соответственно p_1 и p_2) изображены на рис. 2, в. В момент времени t_0 кон-

троллер выдает команду на переключение передачи и запускает ШИМ вклю-

чаемого фрикциона.

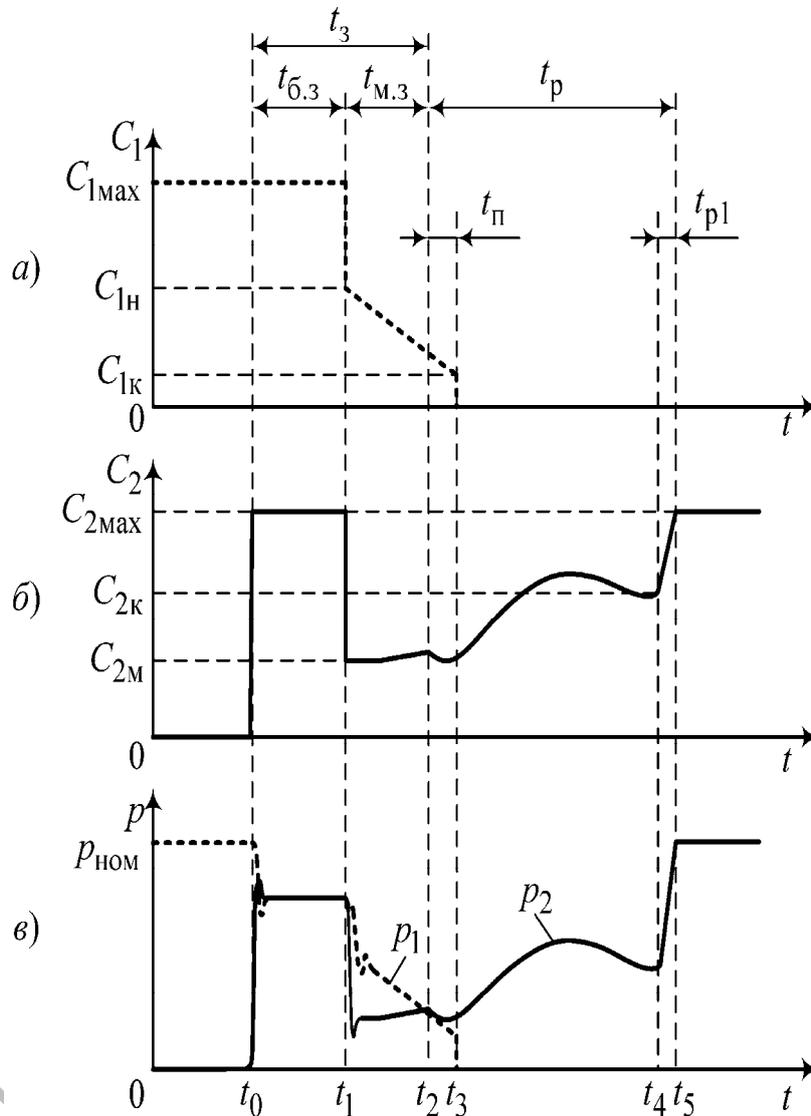


Рис. 2. Циклограмма процессов управления фрикционами ГМП

Процесс включения фрикциона содержит две фазы: фазу заполнения гидроцилиндра, в которой его поршень перемещается из исходного положения в положение начала сжатия фрикционных дисков, и фазу регулирования давления в гидроцилиндре в процессе нарастания момента трения фрикциона на интервале времени t_p . Фаза заполнения гидроцилиндра осуществляется в два этапа: этап быстрого заполнения продолжительностью $t_{б.3}$ и этап медленно-

го заполнения, длительность которого $t_{м.3}$. Во время быстрого заполнения ШИМ включаемого фрикциона устанавливает высокое значение скважности напряжения C_{2max} (см. рис. 2, б), что обеспечивает ускоренную подачу рабочей жидкости в гидроцилиндр, так как ЭГПК этого фрикциона поддерживает высокое давление p_2 на своем выходе (см. рис. 2, в). На этапе медленного заполнения скважность C_2 снижается до

значения C_{2M} . Это необходимо, чтобы снизить уровень давления p_2 и уменьшить величину его скачка в момент остановки поршня.

Одновременно с управлением включаемого фрикциона необходимо управлять процессом регулирования давления p_1 выключаемого фрикциона. В момент времени t_1 скважность C_1 снижается до значения C_{2M} (см. рис. 2, а), затем медленно уменьшается в течение интервала времени $t_{M.3}$. В момент времени t_2 начинает нарастать момент

трения включаемого фрикциона, а выключение фрикциона предыдущей передачи происходит с некоторым запаздыванием в момент времени t_3 . В результате на интервале времени $t_{II} = t_3 - t_2$ оба фрикциона передают нагрузку. Такой режим управления ГМП называют «переключение передач с перекрытием».

На рис. 3 представлена конструкция МУФ. Он состоит из ЭГПК 2 и регулятора-распределителя 9.

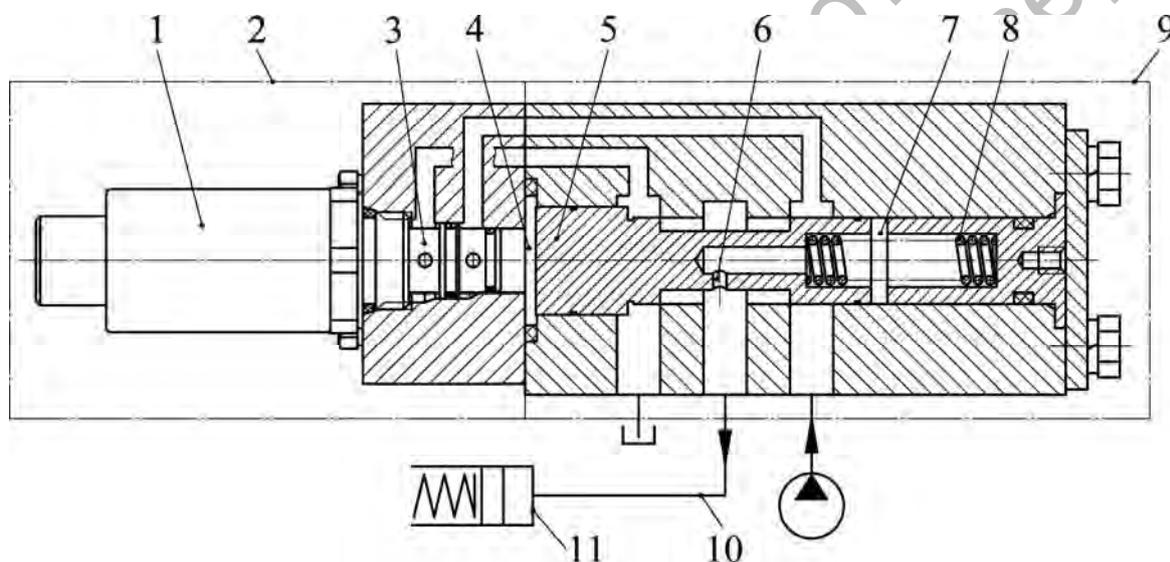


Рис. 3. Конструкция механизма управления фрикционом ГМП

В опытных образцах МСАУ в качестве ЭГПК использован пропорциональный редукционный клапан FTDRE 2 К фирмы «Рексрот Бош Груп» (ФРГ). Он представляет собой совокупность пропорционального электромагнита 1 и редукционного гидроклапана 3 с золотниковым запорно-регулирующим органом, выполненным с положительным перекрытием дросселирующих щелей, величина которого составляет примерно 0,1 мм. Гидроклапан обеспечивает расход 2 л/мин при давлении 7 бар. Диаметр золотника составляет 2,7 мм, диаметр отверстия выходного сигнала

1,5 мм. При таких размерах требуется очень высокая степень фильтрации рабочей жидкости, что затрудняет возможность обеспечения надежной работоспособности гидроклапана. В Объединенном институте машиностроения НАН Беларуси разработан ЭГПК с диаметром золотника 6 мм и выходным отверстием 3 мм. Опытные образцы изготовлены предприятием ОАО «Измеритель» (г. Новополоцк). В дальнейшем предполагается их использование в МСАУ для самосвалов БелАЗ.

Регулятор-распределитель 9 содержит золотниковый запорно-регулиру-

рующийся орган 5 с тремя поясками и пружину 8. Диаметр левого пояска больше, чем правого и среднего. Такой золотник позволяет осуществлять регулирование давления в выходном канале 10 во всем диапазоне изменения давления, обеспечиваемого гидронасосом ГМП. Отметим, что в ГМП БелАЗ для управления фрикционами различных передач предусмотрены два уровня давления – 14 и 20 бар, что создает повышенные требования к регулятору-распределителю. Золотник со всеми одинаковыми поясками не позволяет использовать весь диапазон давления источника питания, снижая верхний уровень регулируемого давления примерно на 30 %. Поэтому был принят золотник с различающимися радиальными размерами поясков. Полость 4 левого торца золотника сообщается с выходным каналом ЭГПК, в котором формируется его управляющий сигнал в виде давления рабочей жидкости. Полость 7 правого торца золотника связана через дроссельное отверстие 6, выполненное в золотнике 5, с магистралью 10 подачи рабочей жидкости в гидроцилиндр фрикциона 11, что обеспечивает обратную связь регулятора-распределителя. Более подробное описание устройства МСАУ, ее компонентов и процессов функционирования изложено в [1–4].

При разработке конструкции регулятора-распределителя решались следующие задачи:

- определение диаметров поясков золотника;
- определение характеристик пружины (коэффициент жесткости $c_{пр}$, начальное $F_{пр0}$ и конечное $F_{пр.к}$ усилия, геометрические параметры);
- выбор полного хода золотника $x_{п}$;
- выбор величины перекрытия дросселирующих щелей $\Delta_{п}$.

Методика расчета параметров МУФ приведена в [1]. Изготовлены экспериментальные образцы МУФ и проведены их всесторонние стендовые

испытания в лабораториях кафедры «Автомобили» и экспериментального цеха БелАЗ. Было установлено, что на качество процессов функционирования МУФ наибольшее влияние оказывают коэффициент жесткости пружины, соотношение диаметров поясков золотника и величина перекрытия дросселирующих щелей. Жесткость пружины определяет частоту собственных колебаний золотника. Чем больше коэффициент жесткости, тем выше собственная частота и меньше амплитуда колебаний регулируемого давления. Соотношение диаметров поясков золотника влияет на коэффициент усиления регулятора. С увеличением коэффициента усиления снижаются показатели устойчивости регулятора. Испытания показали, что при отрицательном перекрытии дросселирующих щелей достигается более высокое качество регулирования давления, чем при положительном.

Регулирование давления включаемого фрикциона осуществляется на интервале времени t_p (см. рис. 2), а на втором этапе фазы заполнения гидроцилиндра на интервале $t_{м.з}$ поддерживается пониженный уровень давления. При отрицательном перекрытии процесс регулирования давления сопровождается одновременным дросселированием потока жидкости средним и правым поясками золотника. В результате часть рабочей жидкости поступает на слив через дросселирующую щель, управляемую средним пояском. На низкоскоростных режимах работы двигателя это может привести к значительному падению главного давления $p_{гд}$, создаваемого гидронасосом, из-за недостаточной величины его подачи.

На рис. 4, а показано положение золотника при выполнении процесса регулирования давления и изображено направление циркуляции потоков жидкости через дросселирующие щели. Золотник регулятора в процессе регулирования совершает колебания с неболь-

шой амплитудой перемещения относительно своего среднего положения в корпусе регулятора. Испытания показали, что при сплошных кольцевых кромках поясков золотника при его колебаниях происходит очень резкое изменение площади дросселирующих щелей, что вызывает возникновение больших амплитуд колебаний регулируемого давления. Поэтому на кромках золотника выполнялись профилированные канавки, которые позволили существенно уменьшить величину открытия дроссе-

лирующих щелей в положении регулирования давления. Золотник с одной из форм канавок изображен на рис. 4, б. Однако выбор полей допусков на изготовление корпуса и золотника регулятора, обусловленный технологическими возможностями изготовителя, привел к тому, что величина отрицательного перекрытия Δ_{Π} оказалась в пределах 0,75...1,58 мм при номинальном ее значении 1 мм.

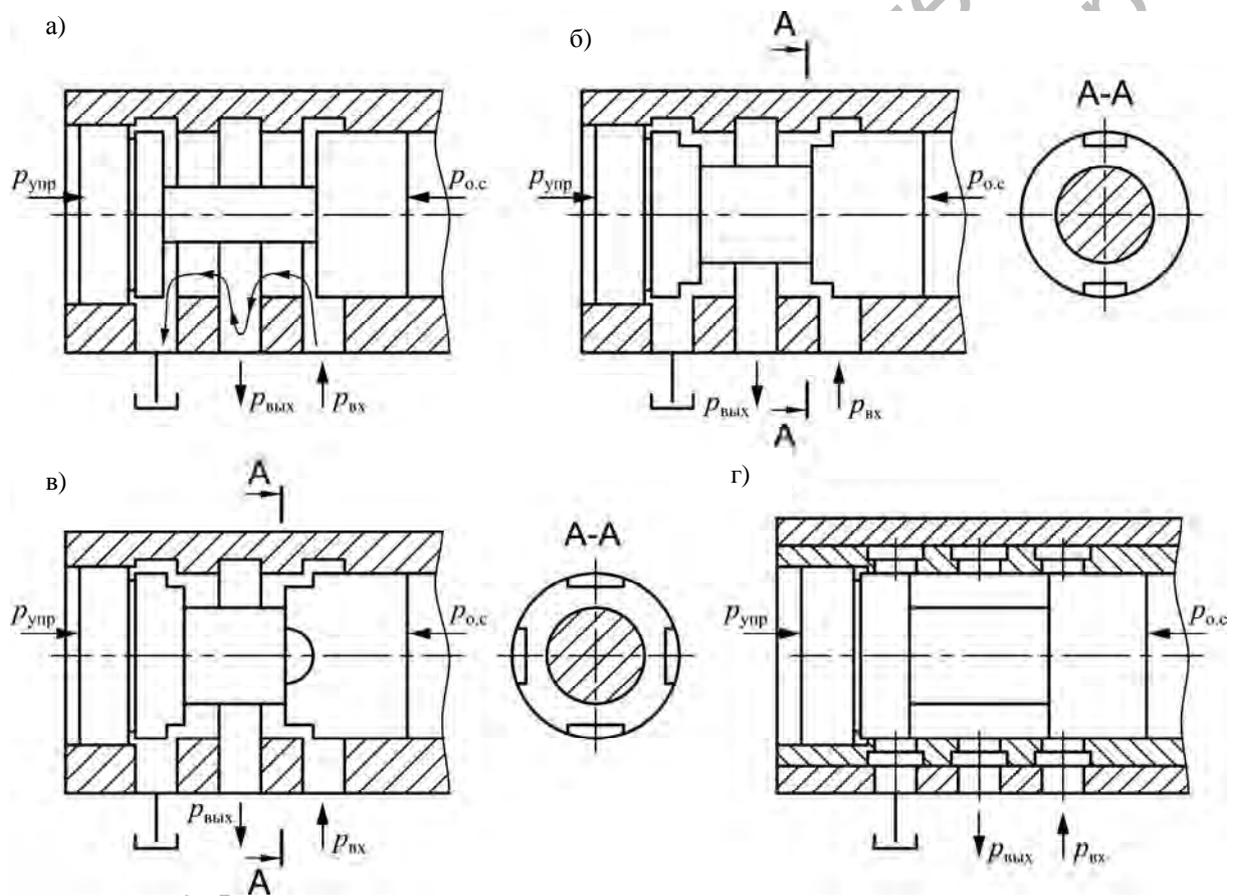


Рис. 4. Схемы дросселирующих щелей регулятора-гидрораспределителя

Для оценки влияния Δ_{Π} на величину сливаемой рабочей жидкости регулятором-распределителем (РР) были проведены расчетно-теоретические исследования. На рис. 5 представлена динамическая модель исследуемой системы, на которой отображены следующие парамет-

ры: Q_{Π} – подача рабочей жидкости от источника к РР; $Q_{сл}$ – расход на слив через дросселирующую щель; $Q_{ут}$ – величина утечек рабочей жидкости в уплотнительных устройствах гидроцилиндра фрикциона и магистрали подвода к нему; $p_{гл}$ – давление, развиваемое гидро-

лотника, представленного на рис. 3, б, применен полином 6-го порядка:

$$A_{\text{сл}} = b_0 + b_1 A_{\text{вх}} + b_2 A_{\text{вх}}^2 + b_3 A_{\text{вх}}^3 + b_4 A_{\text{вх}}^4 + b_5 A_{\text{вх}}^5 + b_6 A_{\text{вх}}^6. \quad (2)$$

Коэффициенты регрессии:

$$\begin{aligned} b_0 &= 7,055406; & b_1 &= -3,670133; \\ b_2 &= 1,769909; & b_3 &= -0,661894; \\ b_4 &= 0,139558; & b_5 &= -1,483666 \cdot 10^{-2}; \\ b_6 &= 6,225740 \cdot 10^{-4}. \end{aligned}$$

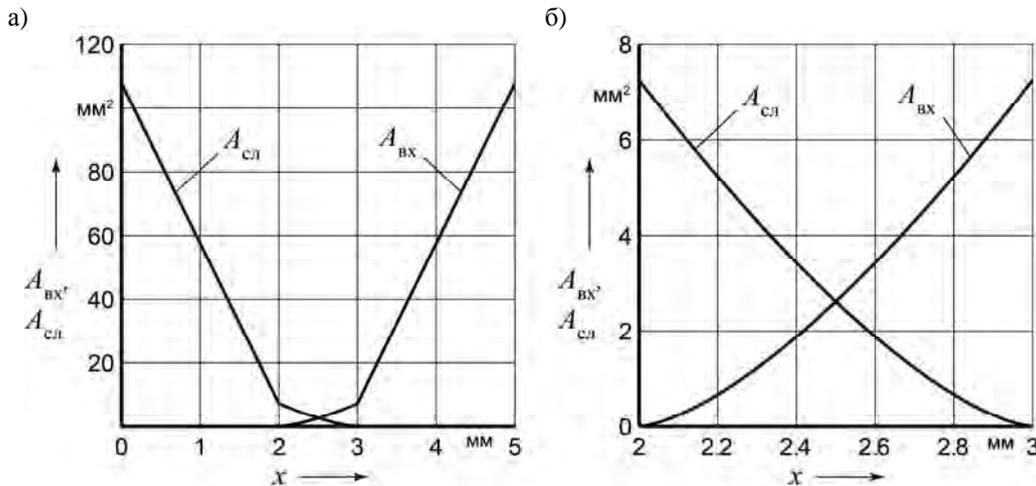


Рис. 6. Характеристики зависимостей $A_{\text{вх}}$ и $A_{\text{сл}}$ от перемещения золотника x

В процессе решения системы уравнений (1) определялись искомые переменные $A_{\text{вх}}$, $A_{\text{сл}}$, $Q_{\text{сл}}$, $Q_{\text{ут}}$, $p_{\text{вх}}$, $p_{\text{вых}}$ при $p_{\text{г.ц}} = 1,4$ МПа и двух значениях $\mu_{\text{ут}}$: $\mu_{\text{ут}} = 8,4 \cdot 10^{10}$ и $\mu_{\text{ут}}^* = 4,2 \cdot 10^{10}$. Величиной давления в гидроцилиндре $p_{\text{г.ц}}$ варьировали в пределах 0,1...1,4 МПа.

На рис. 7, а приведены графики зависимостей $A_{\text{вх}}$ и $A_{\text{сл}}$ от давления рабочей жидкости в гидроцилиндре $p_{\text{г.ц}}$ в процессе его регулирования, а на рис. 7, б – зависимостей расхода на слив $Q_{\text{сл}}$ и утечек $Q_{\text{ут}}$ от $p_{\text{г.ц}}$ при величине отрицательного перекрытия $\Delta_{\text{п}} = -0,75$ мм.

На рис. 8, а, б приведены аналогичные графики, полученные при $\Delta_{\text{п}} = -1,58$ мм. Переменные на графиках рис. 6 и 7, обозначенные верхним индексом *, соответствуют параметру $\mu_{\text{ут}}^*$.

Сравнение полученных графиков показывает существенную зависимость расхода рабочей жидкости на слив $Q_{\text{сл}}$ от величины отрицательного перекрытия $\Delta_{\text{п}}$. В связи с этим были рассмотрены и исследованы еще два варианта конструктивного выполнения дросселирующих щелей. Вариант на рис. 4, в отличается от варианта на рис. 4, б тем, что поясок входной дросселирующей щели (правый поясок золотника) снабжен более глубокими канавками, которые открывают щель постепенно по мере перемещения золотника из среднего положения в правое крайнее. Поясок же золотника на рис. 4, б после перемещения x в интервале 3,5...5 мм вправо открывает щель очень резко, что может вызывать колебания золотника и большие амплитуды регулируемого давления $p_{\text{вых}}$. Для обеспечения достаточной площади дросселирующей щели во включенном состоянии фрикциона, когда

золотник занимает крайнее правое положение ($x = x_{\max}$), на его пояске выполнены четыре канавки радиусом 4 мм. Этот вариант предложен сотрудниками БелАЗ. Данное конструктивное исполнение напоминает вариант гидрораспреде-

лителя, в котором золотник расположен в гильзе с круглыми отверстиями (рис. 4, г). При этом было принято в гильзе по шесть отверстий диаметром 4 мм в каждом проходе. Результаты исследований приведены в табл. 1.

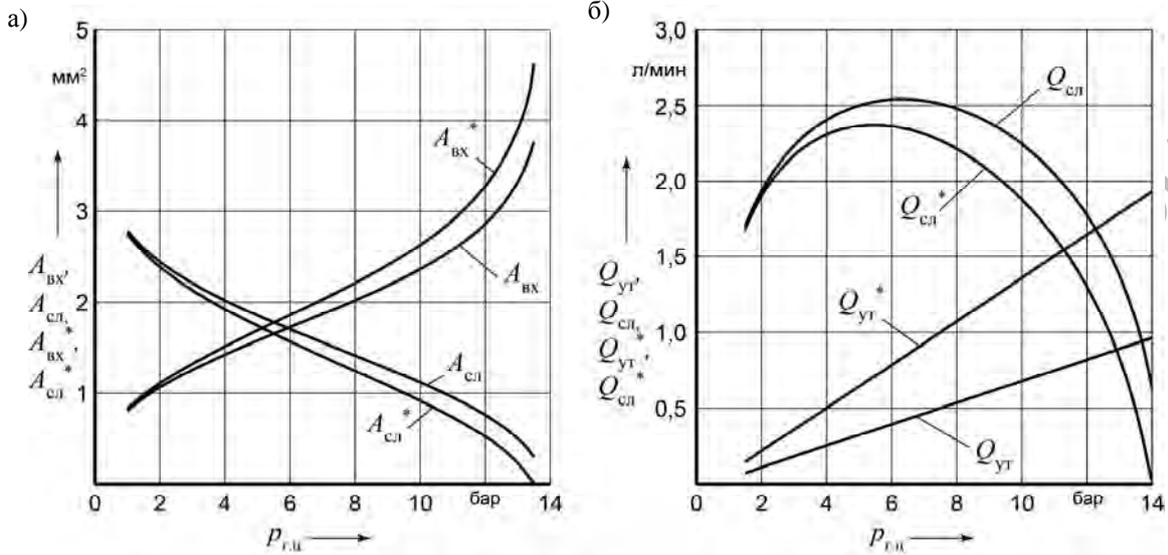


Рис. 7. Графики зависимостей $A_{ВХ}$ и $A_{СЛ}$ от $P_{Г,Ц}$ при $\Delta_{П} = -0,75$ мм

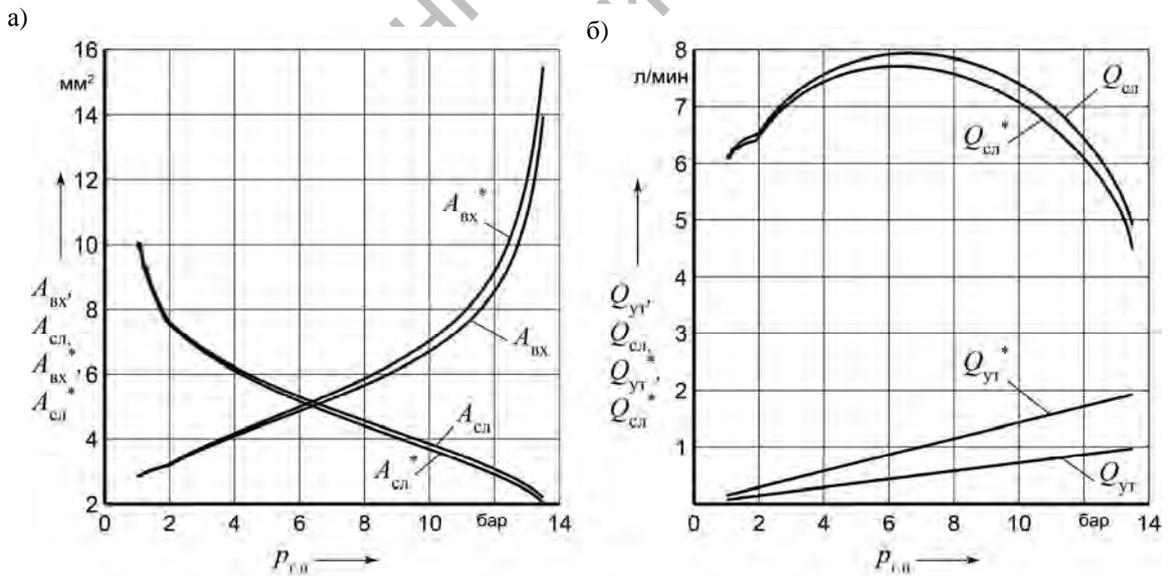


Рис. 8. Графики зависимостей $A_{ВХ}$ и $A_{СЛ}$ от $P_{Г,Ц}$ при $\Delta_{П} = -1,58$ мм

Табл. 1. Результаты исследований механизма управления фрикционами ГМП

Вариант	Параметры					
	$\Delta_{\text{п}}$, мм	$Q_{\text{сл.мах}}$, л/мин	$p_{\text{г.ц}}$, бар	$A_{\text{сл.мах}}$, мм ²	$\Delta A_{\text{сл}}$, мм ²	$A_{\text{вх.мах}}$, мм ²
Рис. 4, б	0,5	$\frac{1,311}{1,178}$	$\frac{5,100}{3,800}$	$\frac{0,953}{0,992}$	$\frac{1,309...0,308}{1,255...0,090}$	95,218
Рис. 4, б	0,75	$\frac{2,542}{2,370}$	$\frac{5,800}{4,900}$	$\frac{1,732}{1,757}$	$\frac{2,439...0,758}{2,384...0,520}$	101,500
Рис. 4, б	1,58	$\frac{7,934}{7,715}$	$\frac{6,600}{6,200}$	$\frac{5,069}{5,085}$	$\frac{7,601...3,057}{7,532...2,888}$	122,361
Рис. 4, б	1,0	$\frac{3,920}{3,728}$	$\frac{5,900}{5,400}$	$\frac{2,649}{2,633}$	$\frac{3,779...1,291}{3,717...1,052}$	107,784
Рис. 4, в	1,0	$\frac{5,568}{5,364}$	$\frac{7,800}{7,300}$	$\frac{3,273}{3,258}$	$\frac{4,645...2,136}{4,603...1,918}$	51,913
Рис. 4, г	1,0	$\frac{8,542}{8,322}$	$\frac{6,600}{6,200}$	$\frac{5,458}{5,485}$	$\frac{7,876...2,951}{7,820...2,686}$	60,658

Примечание – Значения в числителе получены при $\mu_{\text{ут}}$; в знаменателе – при $\mu_{\text{ут}}^*$

В таблице даны значения следующих параметров: $\Delta_{\text{п}}$ – величина отрицательного перекрытия; $Q_{\text{сл.мах}}$ – максимальное значение расхода на слив; $p_{\text{г.ц}}$ – значение давления в гидроцилиндре, соответствующее $Q_{\text{сл.мах}}$; $A_{\text{сл.мах}}$ – площадь сливной дросселирующей щели, соответствующая $Q_{\text{сл.мах}}$; $\Delta A_{\text{сл}}$ – диапазон изменения $A_{\text{сл}}$ в интервале регулирования давления $p_{\text{г.ц}}$ от 2 до 12 бар; $A_{\text{вх.мах}}$ – площадь входной дросселирующей щели при $x = x_{\text{мах}}$.

Сравним три варианта конструктивного исполнения золотника, представленные на рис. 4, б...г, выполненные с одной и той же величиной отрицательного перекрытия $\Delta_{\text{п}} = -1,0$ мм. Как видно из табл. 1, увеличение количества канавок во входной дросселирующей щели и их размеров (см. рис. 4, в) при прочих равных условиях приводит к возрастанию расхода рабочей жидкости на слив почти в два раза. Вариант с золотником в гильзе (см. рис. 4, г) увеличивает расход на слив почти в 3 раза. При этом в обоих случаях площадь входной щели $A_{\text{вх.мах}}$

во включенном состоянии фрикциона оказывается почти в 2 раза меньше, чем в варианте на рис. 4, б.

Если в варианте 4, в две канавки входной дросселирующей щели выполнить глубже по отношению к двум другим и обеспечить одинаковые величины отрицательного перекрытия $\Delta_{\text{п}} = -0,5$ мм, то в сравниваемых вариантах 4, б, в результаты будут практически одинаковые. Аналогичное решение возможно для варианта с золотником в гильзе при смещении двух отверстий подачи на 1 мм относительно остальных четырех отверстий.

Таким образом, для получения удовлетворительных результатов работы МУФ необходимо обеспечить минимальное значение отрицательного перекрытия $\Delta_{\text{п}}$ и постепенное плавное увеличение дросселирующих щелей запорно-регулирующего органа при их открытии. Наилучший результат следует ожидать для варианта на рис. 3, в со смещенными относительно друг друга в осевом направлении канавками входной дросселирующей щели.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Горбатенко, Н. Н.** Диагностирование гидромеханических передач мобильных машин / Н. Н. Горбатенко, А. Н. Егоров, В. В. Региня ; под общ. ред. д-ра техн. наук, проф. В. П. Тарасика. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – 511 с.
2. **Тарасик, В. П.** Математическое моделирование технических систем : учебник для вузов / В. П. Тарасик. – Минск : Дизайн ПРО, 2004. – 640 с.
3. **Тарасик, В. П.** Мехатронная система автоматического управления гидромеханической передачей карьерных самосвалов БелАЗ / В. П. Тарасик, Н. Н. Горбатенко, Р. В. Плякин // Грузовик. – 2011. – № 2. – С. 2–11.
4. **Пат. RU 2 424 927 С 1 : МПК В 60 W 10 / 10.** Способ управления автоматической двухдиапазонной коробкой передач и устройство для его осуществления / В. П. Тарасик, Н. Н. Горбатенко, И. М. Дычкин. – № 2010110793/11 ; заявл. 22.03.10 ; опубл. 27.07. 11, Бюл. № 21. – 15 с.

Статья сдана в редакцию 16 марта 2012 года

Владимир Петрович Тарасик, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-25-36-45.

Юрий Сергеевич Романович, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-23-09-79.

Виктор Сергеевич Савицкий, аспирант, Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-47-72-67.

Vladimir Petrovich Tarasik, DSc, Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: 8-0222-25-36-45.

Yury Sergeyeovich Romanovich, senior lecturer, Belarusian-Russian University. Tel.: 8-0222-23-09-79.

Viktor Sergeyeovich Savitsky, PhD student, Belarusian-Russian University. Tel.: 8-0222-47-72-67.