



МЕХАНИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН

УДК 629.014.8-235

Д.С. БЕЛАБЕНКО

начальник отдела ГМП

E-mail: belabenko_d@mzkt.by

ОАО «Минский завод колесных тягачей», г. Минск, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 24.01.2019.

ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ И РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА БЛОКА ВЗАИМОДЕЙСТВУЮЩИХ ФРИКЦИОНОВ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ

Представлен обзор фрикционов, относящихся к типу фрикционных муфт, конструктивно реализованных в виде общего блока. Проанализированы известные решения, выделены недостатки и преимущества двойной фрикционной муфты, в которую входят два элемента управления, имеющие гидравлическую связь между гидроцилиндрами. Проведен анализ исследований, в которых изучались фрикционы. Составлена типовая структурная схема мехатронной системы управления и автомобиля, с помощью которой проводятся исследования переходного процесса в общем случае. В проанализированных исследованиях моделирование проводилось с учетом не всех элементов структурной схемы. Выделено три диаграммы по признаку использования элементов схемы в моделировании. Выбрана рациональная конфигурация элементов для проведения исследования, результаты которого представлены в статье. Разработаны динамическая схема гидропривода двойной фрикционной муфты и ее математическая модель с введенной гидравлической связью между гидроцилиндрами. В математической модели учитываются значения жесткостей упругих элементов: отжимных пружин, фрикционных дисков, упорного диска. Жесткость упорного диска, входящего в состав сложной сборочной единицы, определена с помощью расчета методом конечных элементов. Математическая модель работы гидропривода содержит дифференциальные уравнения, которые сохраняют свой вид для всех положений поршня.

Ключевые слова: фрикцион, двойная фрикционная муфта, гидромеханическая трансмиссия, динамическая схема, математическая модель

Обзор конструкций фрикционов. Из всего многообразия типов фрикционных элементов управления (ЭУ), указанных в классификации, приведенной в работе [1], в настоящее время в автомобильных гидромеханических передачах (ГМП) широко применяются фрикционы, которые выполняют функцию муфты или тормоза. Фрикционные муфты бывают односторонние и двусторонние, с одно- и двухсторонним давлением на поршень [1]. При этом двусторонние фрикционные муфты представляют собой совмещенные в одном узле два ЭУ, гидравлические цилиндры (ГЦ) которых имеют общий корпус. Устройство двусторонних фрикционных муфт с одно- и двухсторонним давлением на поршень описано в значительном числе работ 1960–1990-х годов [1, 2]. При этом ГЦ таких фрик-

ционных муфт могут располагаться рядом друг с другом в осевом направлении (например, ГМП ЛАЗ-НАМИ-035 [2], ГМП серии У35615 производства ОАО «АМКОДОР» [3]), или охватывать друг друга в радиальном направлении (например, ГМП МЗКТ-4361[4]). В первом случае, как правило, фрикционные диски двух ЭУ имеют одинаковые размеры, во втором — разные. Кроме того, ГЦ двусторонней фрикционной муфты имеют общие конструктивные элементы (один или более). Если таким элементом является только корпус ГЦ (например ГМП ЛАЗ-НАМИ-035 [2], ГМП серии У35615 производства ОАО «АМКОДОР» [3]), то давление в каждом ГЦ оказывает силовое воздействие только на поршень соответствующего ЭУ. Если кроме корпуса для двух ГЦ общим является поршень

(например, ГМП Twin-Disc [2] и ГМП МЗКТ-4361 [4]), то давление в одном из ГЦ оказывает силовое воздействие на поршень другого. При работе таких фрикционных муфт возникает гидравлическая связь (ГС) между ГЦ. Отличительной особенностью фрикционной муфты ГМП МЗКТ-4361 является то, что ЭУ, ГЦ которых входят в эту муфту, задействованы одновременно на нескольких режимах работы, что усложняет процесс управления этими ЭУ. В дальнейшем для такой фрикционной муфты будет применяться термин «двойная фрикционная муфта» (ДФМ), заимствованный из работы [4].

Конструкция ДФМ показана на рисунке 1. Подробно данная конструкция описана в работе [4]. Фрикционные диски 7 и поршень 4 относятся к ЭУ, который включен на низших передачах. Фрикционные диски 10 и поршень 9 относятся к ЭУ, который включен на высших передачах. Особенность конструкции состоит в том, что в корпусе 1 размещены поршни 4 и 9 так, что ГЦ 8 образован стенками поршня 9 и корпуса 1, а ГЦ 2 — стенками поршня 4 и 9. Сложность управления ЭУ, входящими в ДФМ, заключается в наличии ГС между поршнями ГЦ. Причиной ГС является то, что один из ГЦ 2 служит камерой противодействия для поршня 9 второго ГЦ 8. То есть в процессе перемещения поршня 9 второго ГЦ 8 изменяется объем первого ГЦ 2. В ДФМ один поршень 9 двухстороннего давления, а второй 4 — одностороннего. При этом из-за сложности кинематических схем современных планетарных редукторов на четвертой передаче в ГМП МЗКТ-4361 одновременно задействованы ЭУ, входящие в ДФМ [5]. Таким образом, при переключении с третьей на четвертую передачу на поршень 9 ГЦ 8 ЭУ высших передач дополнительно действует давление рабочей жидкости со стороны ГЦ 2 ЭУ низших передач. Во время включения четвертой передачи поршень 9 перемещается под действием давления рабочей жидкости одновременно в ГЦ 2 и 8. В работе [4] рассмотрен статический расчет ДФМ ГМП производства ОАО «МЗКТ». Динамический расчет подобной ДФМ не описан в доступной технической и научной литературе.

Производители ГМП реализуют подобные схемы, а также используют другие технические решения для того, чтобы исключить необходимость обеспечивать сложный процесс управления переключением передач. Например, аналогичная конструкция ДФМ используется в ГМП компании Allison серии 3000 (рисунок 2). Кроме конструктивного сходства в части ДФМ ГМП компании Allison серии 3000 имеет одинаковую кинематическую схему с ГМП МЗКТ-4361. Конструктивное отличие ДФМ компании Allison от ДФМ ГМП МЗКТ-4361 связано с технологией их изготовления.

В ДФМ компании Allison:

- подвижное соединение уплотнено неметаллическими уплотнительными кольцами (между уплотняемыми полостями установлено по одному кольцу);
- в качестве опоры вращения используется подшипник скольжения (на втулку нанесено специальное антифрикционное и износостойкое покрытие);
- заготовки деталей ДФМ изготовлены штамповкой, что обусловлено массовым производством;
- фрикционные диски имеют накладки на целлюлозной основе с практически постоянным значением коэффициента трения в зависимости от скорости скольжения;
- габариты поршней уменьшены благодаря способности системы управления повышать давление рабочей жидкости в ГЦ до 1,8 МПа.

Факт наличия затруднений при управлении такой конструкцией подтверждается тем, что для ГМП серий 1000 и 2000 компания Allison применила

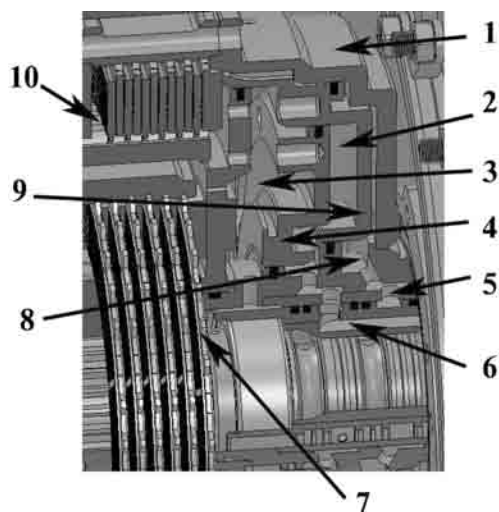


Рисунок 1 — Устройство ДФМ ГМП МЗКТ-4361: 1 — корпус; 2 — первый ГЦ; 3 — камера противодействия первого ГЦ; 4, 9 — поршни; 5 — гидравлическая магистраль подвода рабочей жидкости ко второму ГЦ; 6 — гидравлическая магистраль подвода рабочей жидкости к первому ГЦ; 7, 10 — фрикционные диски; 8 — второй ГЦ

Figure 1 — Device of double friction clutch (DFC) of hydro-mechanical transmission (HMT) of MZKT-4361: 1 — housing; 2 — first hydraulic cylinder (HC); 3 — first HC back-pressure chamber; 4, 9 — pistons; 5 — hydraulic line of supply of working fluid to the second HC; 6 — hydraulic line of supply of working fluid to the first HC; 7, 10 — friction discs; 8 — second HC

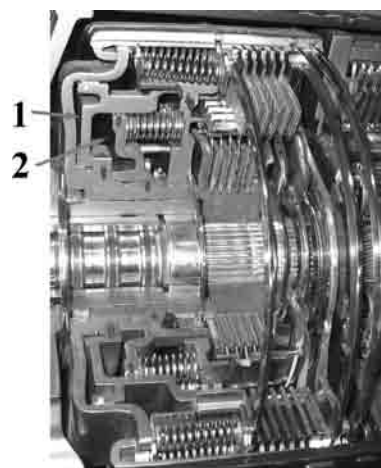


Рисунок 2 — ДФМ ГМП серии 3000 компании Allison: 1, 2 — ГЦ
Figure 2 — DFC of HMT of series 3000 of Allison company: 1, 2 — HC

другое техническое решение, показанное на рисунке 3 [6], с *исключением* ГС между ГЦ.

Отличие данной конструкции от рассмотренных выше заключается в разделении ГЦ двух ЭУ и *исключении* ГС. ГЦ 7 ЭУ низших передач образован стенками поршня 3 и корпуса 11. ГЦ 8 образован стенками поршня 14 и корпуса ДФМ 15. В конструкции ГМП Allison серий 1000/2000 давление рабочей жидкости в ГЦ 7 ЭУ низших передач не воздействует на поршень 14 ЭУ высших передач. При этом в конструкции, показанной на рисунке 3, площади поршней со стороны ГЦ и камеры противодействия отличаются. Данное обстоятельство также создает трудности для управления процессом переключения передач, так как сила, сжимающая фрикционные диски, кроме давления, регулируемого электрогидравлическим пропорциональным клапаном (ЭГПК), зависит от частоты вращения ГЦ. При этом с целью компенсации неуравновешенного усилия применяются различные гидравлические элементы для опорожнения ГЦ выключенного ЭУ.

В патенте [7] (рисунок 4) компания Honda предлагает использовать узел *сдвоенной* фрикционной муфты с разделением ГЦ, неравными площадями поршней, на которые действует давление в ГЦ и камере противодействия, но без применения специальных гидравлических элементов.

На рисунке 5 показана конструкция *сдвоенной* фрикционной муфты ГМП EcoLife производ-

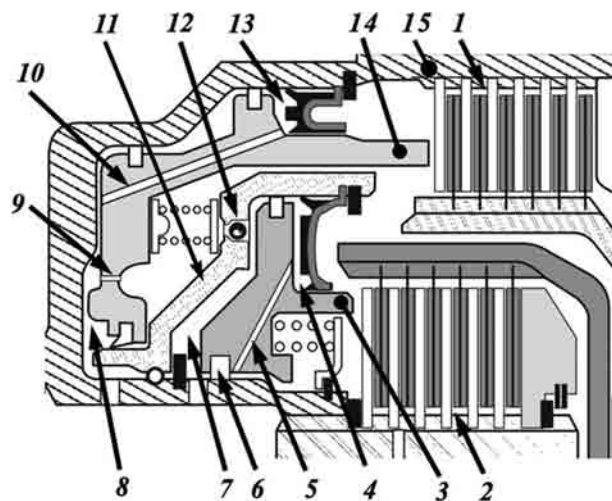


Рисунок 3 — Конструкция *сдвоенной* фрикционной муфты ГМП серии 1000/2000 компании Allison: 1 — фрикционные диски ЭУ высших передач; 2 — фрикционные диски ЭУ низших передач; 3 — поршень первого ГЦ; 4 — камера противодействия первого ГЦ; 5 — канал камеры противодействия первого ГЦ; 6 — уплотнение; 7 — первый ГЦ; 8 — второй ГЦ; 9 — жиклер поршня второго ГЦ; 10 — канал камеры противодействия второго ГЦ; 11 — корпус; 12 — шариковый клапан; 13 — камера противодействия второго ГЦ; 14 — поршень второго ГЦ; 15 — корпус ДФМ

Figure 3 — Design of dual friction clutch of HMT of series 1000/2000 of Allison company: 1 — friction discs of control element (CE) of top gears; 2 — friction discs of CE of low gears; 3 — first HC piston; 4 — first HC back-pressure chamber; 5 — passage of first HC back-pressure chamber; 6 — sealing; 7 — first HC; 8 — second HC; 9 — orifice of second HC piston; 10 — passage of second HC back-pressure chamber; 11 — housing; 12 — ball valve; 13 — second HC back-pressure chamber; 14 — second HC piston; 15 — DFC housing

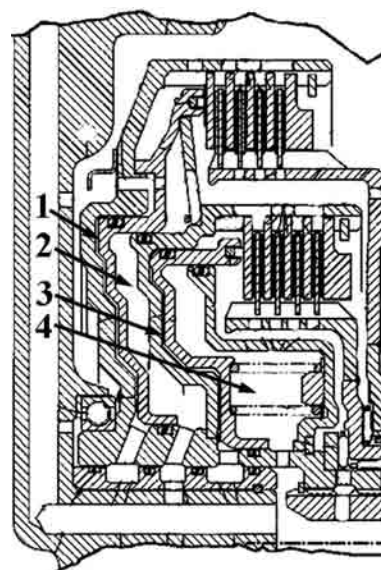


Рисунок 4 — Конструкция *сдвоенной* фрикционной муфты по патенту компании Honda: 1 — второй ГЦ; 2 — камера противодействия второго ГЦ; 3 — первый ГЦ; 4 — камера противодействия первого ГЦ

Figure 4 — Design of dual friction clutch to Honda patent: 1 — second HC; 2 — second HC back-pressure chamber; 3 — first HC; 4 — first HC back-pressure chamber

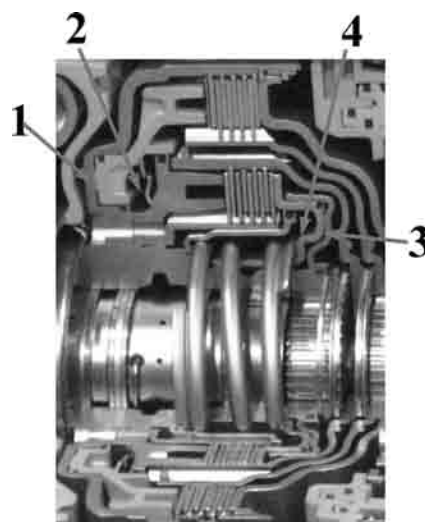


Рисунок 5 — Конструкция *сдвоенной* фрикционной муфты ГМП EcoLife производства компании Zahnradfabrik: 1 — второй ГЦ; 2 — камера противодействия второго ГЦ; 3 — первый ГЦ; 4 — камера противодействия первого ГЦ

Figure 5 — Design of dual friction clutch of HMT EcoLife of Zahnradfabrik production: 1 — second HC; 2 — second HC back-pressure chamber; 3 — first HC; 4 — first HC back-pressure chamber

ства компании Zahnradfabrik. Как видно, данный узел представляет собой конструкцию с *разнесенными* ГЦ. Такое решение позволяет упростить управление процессом переключения передач, но *увеличивает габариты и массу узла*.

Применение ЭУ с ГС может представлять интерес с точки зрения снижения габаритов и массы узла, а управление ими при переходных процессах не описано в доступных источниках информации. Поэтому вопросы автоматизации ГМП и разработки

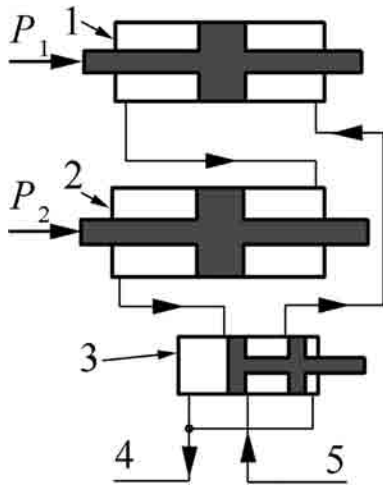


Рисунок 6 — Схема установки двух ГЦ для синхронизации перемещения их штоков: 1 — первый ГЦ; 2 — второй ГЦ; 3 — золотник управления; 4 — канал слива; 5 — канал нагнетания от насоса; P_1 , P_2 — позиционные нагрузки первого и второго ГЦ соответственно

Figure 6 — Scheme of installation of two HCs to synchronize movement of their rods: 1 — first HC; 2 — second HC; 3 — control valve; 4 — drain channel; 5 — pump pressure port; P_1 , P_2 — positional loads of first and second HC, respectively

способов управления должны учитывать наличие подобных фрикционных муфт.

Для гидравлической схемы ДФМ наиболее близким аналогом, широко применяемым на строительной, дорожной, коммунальной и другой мобильной технике, являются ГЦ общего и специального назначения, которые установлены последовательно для синхронизации перемещения штоков двух и более ГЦ (рисунок 6). Такой способ синхронизации описан в различных источниках [8, 9]. В основном в последовательной схеме синхронизации используют ГЦ двойного действия с двухсторонним штоком [8]. При этом указанный тип штока используется в основном для поворота рабочего оборудования навесных экскаваторов. Управление осуществляется давлением в первой полости первого ГЦ. Вторая полость первого ГЦ и первая полость второго ГЦ соединены, а давление в них соответствуют давлению управления в первой полости первого ГЦ [9]. В ДФМ, в отличие от гидравлических схем, представленных в работах [8, 9], в дополнение к ГС давление во втором ГЦ зависит от способа управления с помощью ЭГПК.

При этом технические характеристики ГЦ для синхронизации перемещения штоков [10] значительно отличаются от характеристик ДФМ. Сравнение характеристик представлено в таблице.

Обзор примеров исследования работы фрикционных. В работе [11] приведен ряд исследований процесса управления ГМП при переключении передач, на примерах которых показаны различные подходы к математическому моделированию для определения оценочных показателей. Выявлены отрицательные и положительные стороны каждого подхода, а также показана их область применения на практике.

Таблица — Сравнение характеристик ГЦ для синхронизации перемещения штоков и ДФМ

Table — Comparison of HC characteristics to synchronize rods and DFC movements

Технические характеристики	ГЦ для синхронизации перемещения штоков	ДФМ ГМП МЗКТ-4361
Управляющее давление, МПа	>10	1,0–1,3
Отношение хода поршня к его диаметру	>2	<0,1
Скорость перемещения поршня, м/с	0,03–0,50 (меньшие значения — для специальных ГЦ, большие — для ГЦ общего назначения)	≈0,008

Исходя из проведенной работы [11], исследование переходного процесса можно представить в виде типовой структурной схемы, показанной на рисунке 7. В общем случае мехатронная система управления (МСУ) представляется в виде насоса, механизма регулирования давления (МРД), ЭГПК, гидравлической магистрали с различными механизмами (обеспечивают защитные и аварийные функции, описанные в работе [5], о значительном числе элементов гидравлической системы, создающих сильное сопротивление при наполнении ГЦ, отмечено в работе [12]), ГЦ фрикциона, фрикционные диски. Автомобиль можно представить в виде трансмиссии и движителя. В состав МСУ также входит электронный блок управления (ЭБУ), который осуществляет управление работой ЭГПК.

Преобразование от элемента к элементу показано на рисунке 7. Ведущая шестерня насоса вращается с частотой n , зависящей от частоты вращения коленчатого вала двигателя. В зависимости от частоты вращения насос создает расход рабочей жидкости Q . МРД в общем случае может иметь как постоянную настройку, так и автоматически изменяемую [13] в зависимости от различных условий. Однако изменение настройки МРД в процессе работы ГМП не связано с обеспечением снижения силовой нагрузки трансмиссии, а предназначено для повышения ресурса насоса и всей гидравлической системы в целом. Поэтому в представленной схеме рассматривается МРД, имеющий постоянную регулировку для обеспечения давления рабочей жидкости на уровне главного давления $P_{гп}$, ЭБУ управляет работой ЭГПК с помощью силы тока, пропорционально которой изменяется давление управления P_y .

Конструктивное исполнение ЭГПК обеспечивает стремление создать на его выходе давление, равное P_y (если пренебречь силами трения золотника и упругости возвратной пружины). В общем случае давление на входе в гидравлическую магистраль $P_{гм}$ может отличаться от P_y .

Как показывает практика, моделирование осуществляется с использованием не всех элементов,



Рисунок 7 — Структурная схема МСУ и автомобиля
 Figure 7 — Structural scheme of mechatronic control system (MCS) and vehicle

указанных в структурной схеме (см. рисунок 7), а свойства отдельных элементов описываются с разной степенью детализации. На рисунке 8 показана диаграмма элементов МСУ и автомобиля, детализацию которых используют при имитационном моделировании.

В качестве примеров, иллюстрирующих диаграммы рисунка 8, можно привести следующие работы: в [14] имитационное моделирование проводилось по диаграмме 1 с целью определения плавности переключения передач под нагрузкой; по диаграмме 2 имитационное моделирование выполнено в [15] с определением толчков в трансмиссии; в [16] имитационное моделирование проводилось по диаграмме 3 с целью определения закона изменения давления в ГЦ фрикционов.

Для решения задач, связанных с математическим моделированием в случае применения покупных ЭГПК, при наличии обусловленных конструктивными особенностями гидравлических магистралей с высокими потерями давления при наполнении ГЦ фрикционов в работе [11] предложен способ моделирования, в котором математическая модель трансмиссии с ГМП дополнена математической моделью гидропривода. Как показано, предложенный способ математического моделирования для случая включения первой передачи ГМП 4361 при трогании шасси типа МЗКТ-6922, дает результаты, сопоставимые с натурными испытаниями [11].

В работе [1] процесс включения фрикциона делится на четыре этапа (заполнение гидравлических магистралей, заполнение ГЦ при неподвижном поршне, заполнение ГЦ при перемещении поршня до сжатия фрикционных дисков, увеличение давления до максимального при практически неподвижном поршне и незначительной деформации деталей фрикциона), процесс выключения —

на три этапа (уменьшение давления с устранением деформации деталей фрикциона, отход поршня в исходное положение с опорожнением ГЦ, снижение давления в ГЦ при неподвижном поршне). В указанной работе для каждого этапа предлагаются свои уравнения, предназначенные для расчета системы управления 1960-х годов. В работе [17] процессы включения и выключения фрикционов



Рисунок 8 — Диаграмма элементов МСУ и автомобиля, детализируемых при имитационном моделировании:

1 — управляющее воздействие в виде интегральной характеристики давления рабочей жидкости в ГЦ фрикциона; 2 — управляющее воздействие в виде силы тока, подаваемого ЭБУ на электромагнит ЭГПК; 3 — результат моделирования представляет закон изменения давления в ГЦ фрикциона

Figure 8 — Diagram of elements of MCS and vehicle, detailable in simulation: 1 — control action in form of integral characteristic of working fluid pressure in HC clutch; 2 — control action in current form supplied by electronic control unit (ECU) to electromagnet of electro-hydraulic proportional valve (EHPV); 3 — simulation result presents law of pressure change in HC clutch

и их этапы классифицируются по четырем типам и восьми положениям. Каждый этап исследуется отдельно с целью его оптимизации в отношении улучшения оценочных показателей. В работе [17] показана оптимизация в отношении части положений фрикциона. При этом для этапов скольжения фрикционных дисков и замкнутого фрикциона применяются два набора уравнений движения.

В работе [18] рассматривается разработка алгоритмов управления автоматической коробкой передач. Моделирование переходного процесса осуществляется со следующими допущениями. Процесс включения фрикциона делится на два этапа: заполнение ГЦ фрикциона и контроль давления рабочей жидкости в ГЦ. На втором этапе объем гидропривода принимается постоянным в виду малого перемещения поршня. В статье этап контроля давления представлен как единственный, который необходимо учитывать для оценки силовой нагруженности трансмиссии. Таким образом, предлагается использовать отдельные динамические и математические модели для каждого этапа включения фрикциона.

В работе [11] предложено проводить изучение силовой нагруженности трансмиссии с учетом динамических процессов в гидроприводе фрикционов. При этом математическая модель гидропривода описывается одними и теми же дифференциальными уравнениями для всех состояний включаемого ЭУ (заполнение свободного объема ГЦ, перемещение фрикционных дисков до момента выбора зазора, сжатие фрикционных дисков и деформация упорного диска). При этом вводятся индикаторы состояния, которые используются для определения позиционной нагрузки. Аналогичный метод применен в настоящей работе с учетом введения ГС между двумя ГЦ, входящими в ДФМ.

В работе [19] отмечено, что задача получения требуемого качества переходных процессов была непосредственно связана с выбором кинематической схемы. А значит, совершенствование процессов управления переходными процессами должно учитывать конструктивные особенности ГМП. Способы управления ГМП, основанные на современных технологиях, ключевой из которых является технология clutch-to-clutch, несмотря на достигнутое качество переходного процесса, продолжают совершенствоваться [20]. При этом одновременно с совершенствованием самой технологии осуществляется ее адаптация к особенностям конструкции ГМП. Например, при переключении с пропуском передач, когда задействовано четыре фрикциона (два выключаются, два включаются), управление на основе современных технологий сопровождается применением «специальных алгоритмов согласованного изменения давлений во всех фрикционах» [21]. В работе [22] исследуется способ управления процессом переключения передач в ГМП, имеющей интегральный редуктор, состоящий из основной

коробки передач и дополнительной коробки. Изучается только одно переключение, при котором изменяется состояние четырех фрикционов (два включаются, два выключаются). В работе приведены оценочные показатели, позволяющие определить оптимальные параметры управления процессом переключения передач в подобных случаях. Способ управления аналогичным процессом переключения передач защищен различными зарубежными и отечественными патентами [23, 24]. Как показано, применение известных технологий управления с учетом особенностей конструкции ГМП является актуальным подходом при совершенствовании процесса управления. К такому типу задач относится совершенствование процесса управления ДФМ.

Моделирование двойной фрикционной муфты и фрикционного тормоза. На рисунке 9 [4] показана кинематическая схема исследуемой ГМП производства ОАО «МЗКТ» и обозначен путь передачи мощности на третьей и четвертой передачах. На третьей передаче мощность на выходной вал передается через гидродинамический трансформатор (ГДТ), турбинный вал, фрикцион Φ_1 , корпус ДФМ, первый и третий планетарные ряды, водило второго планетарного ряда. При этом включено два ЭУ Φ_1 и T_1 . На четвертой передаче мощность на выходной вал передается через ГДТ, турбинный вал, фрикционы Φ_1 и Φ_2 , водило второго планетарного ряда, третий планетарный ряд. При этом включено два ЭУ Φ_1 и Φ_2 . Таким образом при переключении с третьей на четвертую передачу фрикцион T_1 выключается, а фрикцион Φ_2 включается. Процесс переключения с третьей на четвертую передачу происходит с разблокированным фрикционом блокировки ГДТ.

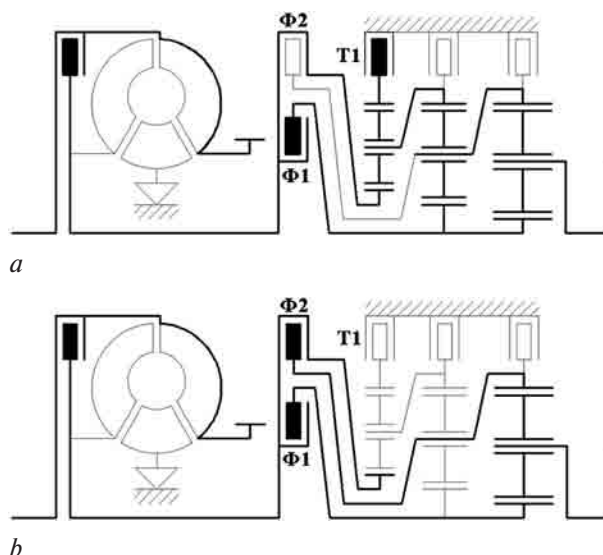


Рисунок 9 — Кинематическая схема ГМП 4361 (путь передачи мощности выделен жирным): *a* — передача мощности на третьей передаче; *b* — передача мощности на четвертой передаче; Φ_1 , Φ_2 , T_1 — фрикционы
Figure 9 — Kinematic scheme of HMT 4361 (path of power transmission in bold): *a* — power transmission on third gear; *b* — power transmission on fourth gear; Φ_1 , Φ_2 , T_1 — clutches

Таким образом, в ГМП 4361 переключение с третьей на четвертую передачу происходит при включенном фрикционе Φ_1 . Переходный процесс сопровождается одновременным воздействием на поршень фрикциона Φ_2 давления рабочей жидкости в ГЦ фрикционов Φ_1 и Φ_2 . Такое воздействие создает ГС между двумя ГЦ и требует учета при управлении переходным процессом. При этом центробежное давление в ГЦ двух фрикционов уравнивается давлением рабочей жидкости с противоположной стороны поршня: для ГЦ фрикциона Φ_1 уравнивающее давление создает рабочая жидкость в камере противодействия, для ГЦ фрикциона Φ_2 — в камере противодействия и ГЦ фрикциона Φ_1 .

Задача управления процессом переключения с третьей на четвертую передачу усложняется тем, что законы изменения давления рабочей жидкости в различных точках гидропривода, в том числе на выходе ЭГПК, в ГЦ фрикционов и давление управления, отличаются. Это явление, например, можно продемонстрировать графиками, представленными в патентах [23, 25].

При схематизации гидропривода были приняты допущения в соответствии с работой [11], схематизация проводилась в соответствии с диаграммой 2, показанной на рисунке 8. Учитывались характеристики следующих конструктивных элементов МСУ: ЭГПК, гидравлическая магистраль, ГЦ фрикциона, фрикционные диски, отжимные пружины, упорный диск. На рисунке 10 показана динамическая схема гидропривода ДФМ. На рисунке 11 показана динамическая схема гидропривода фрикциона T_1 .

При включении четвертой передачи в ГЦ фрикциона Φ_1 находится рабочая жидкость под давлением, фрикционные диски замкнуты и способны передавать крутящий момент. В ГЦ фрикциона Φ_2 начинает подаваться рабочая жидкость. При перемещении поршня ГЦ фрикциона Φ_2 на него действует давление в ГЦ обоих ЭУ, а при перемещении поршня ГЦ фрикциона Φ_2 жидкость вытесняется из ГЦ фрикциона Φ_1 в гидравлическую магистраль под давлением, превышающим главное давление.

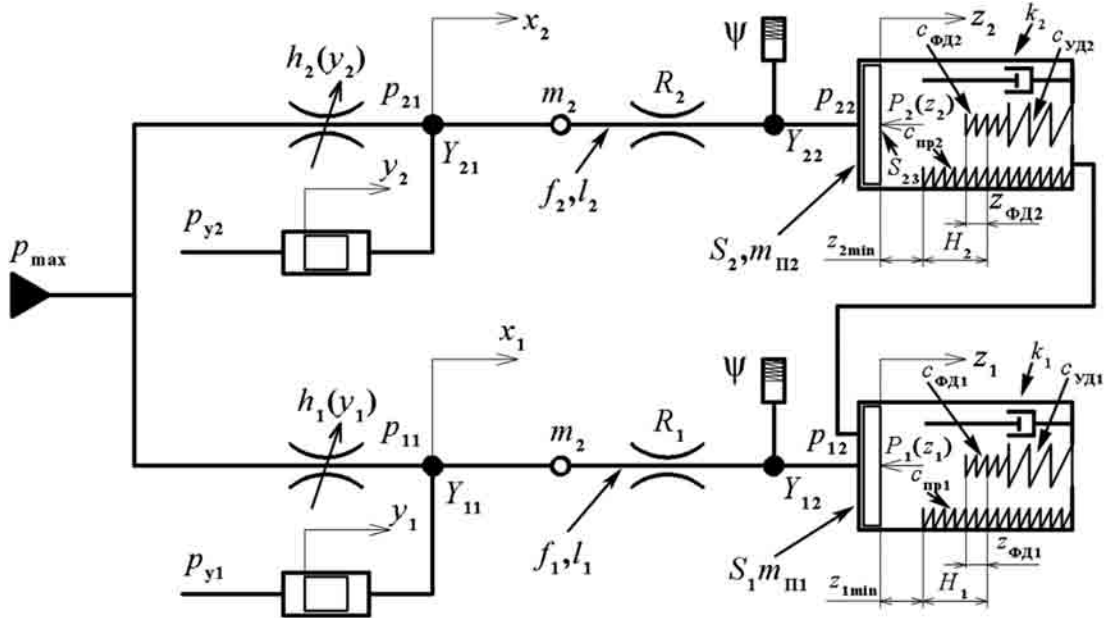


Рисунок 10 — Динамическая схема гидропривода ДФМ: p_{max} — давление на входе в ЭГПК (главное давление); $h_1(y_1)$, $h_2(y_2)$ — функция зависимости площади проходного сечения золотника от его перемещения; y_1 , y_2 — перемещение золотника; p_{11} , p_{21} — давление на выходе ЭГПК; p_{y1} , p_{y2} — управляющее давление; Y_{11} , Y_{12} , Y_{21} , Y_{22} — узлы, для которых ведется расчет; m_1 , m_2 — приведенная масса жидкости; x_1 , x_2 — перемещение столба рабочей жидкости по гидравлической магистрали; f_1 , f_2 — площадь поперечного сечения трубопровода; l_1 , l_2 — длина трубопровода; R_1 , R_2 — сопротивление трубопровода; ψ — коэффициент податливости рабочей жидкости; p_{12} , p_{22} — давление в ГЦ фрикционов; z_1 , z_2 — перемещение поршня; S_1 , S_2 — площадь поршня; S_{12} — площадь поршня фрикциона Φ_2 , на которую действует давление рабочей жидкости в ГЦ фрикциона Φ_1 ; $m_{П1}$, $m_{П2}$ — масса поршня; z_{1min} , z_{2min} — ход поршня, эквивалентный объему ГЦ при начальном положении; H_1 , H_2 — ход поршня из начального положения в положение, соответствующее полной деформации фрикционных дисков; $z_{Фд1}$, $z_{Фд2}$ — ход поршня от момента касания фрикционных дисков поршнем при полностью устраненных зазорах до полной их деформации; $c_{уп1}$, $c_{уп2}$ — жесткость отжимных пружин; $c_{Фд1}$, $c_{Фд2}$ — жесткость фрикционных дисков; $c_{уд1}$, $c_{уд2}$ — жесткость упорного диска; k_1 , k_2 — коэффициенты демпфирования поршня; $P_1(z_1)$, $P_2(z_2)$ — позиционная нагрузка

Figure 10 — Dynamic scheme of hydraulic drive of DFC: p_{max} — pressure at inlet in EHPV (main pressure); $h_1(y_1)$, $h_2(y_2)$ — function of dependence of valve passage area on its displacement; y_1 , y_2 — valve displacement; p_{11} , p_{21} — pressure at outlet of EHPV; p_{y1} , p_{y2} — control pressure; Y_{11} , Y_{12} , Y_{21} , Y_{22} — joints, for which calculation is performed; m_1 , m_2 — fluid reduced mass; x_1 , x_2 — movement of working fluid column along hydraulic line; f_1 , f_2 — cross-sectional area of pipeline; l_1 , l_2 — pipeline length; R_1 , R_2 — pipeline resistance; ψ — working fluid compliance coefficient; p_{12} , p_{22} — pressure in HC of clutches; z_1 , z_2 — piston displacement; S_1 , S_2 — piston area; S_{12} — area of clutch Φ_2 piston, which is acted by pressure of working fluid in HC of clutch Φ_1 ; $m_{П1}$, $m_{П2}$ — piston mass; z_{1min} , z_{2min} — piston stroke equivalent to HC volume in the initial position; H_1 , H_2 — piston stroke from initial position to position corresponding to complete deformation of friction discs; $z_{Фд1}$, $z_{Фд2}$ — piston stroke from contact moment of friction discs by piston with gaps completely eliminated until they are completely deformed; $c_{уп1}$, $c_{уп2}$ — springs stiffness; $c_{Фд1}$, $c_{Фд2}$ — friction discs stiffness; $c_{уд1}$, $c_{уд2}$ — thrust disc stiffness; k_1 , k_2 — coefficient of piston damping; $P_1(z_1)$, $P_2(z_2)$ — positional load

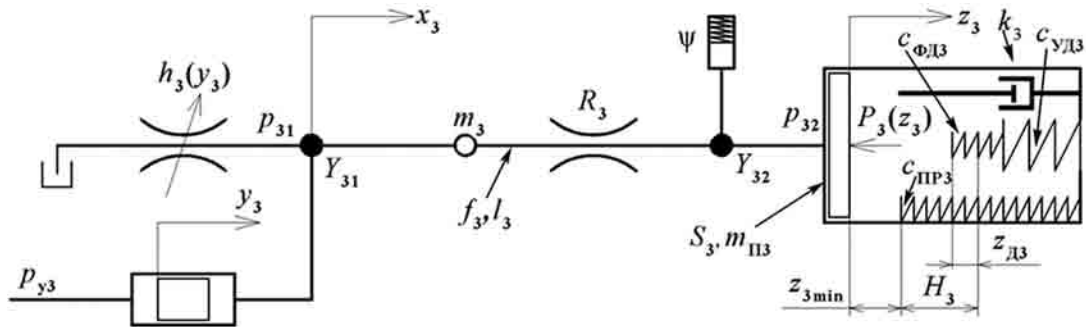


Рисунок 11 — Динамическая схема гидропривода фрикциона T_1 ; $h_3(y_3)$ — функция зависимости площади проходного сечения золотника от его перемещения; y_3 — перемещение золотника; p_{31} — давление на выходе ЭГПК; p_{32} — управляющее давление; Y_{31}, Y_{32} — узлы, для которых ведется расчет; m_3 — приведенная масса жидкости; x_3 — перемещение столба рабочей жидкости по гидравлической магистрали; f_3 — площадь поперечного сечения трубопровода; l_3 — длина трубопровода; R_3 — сопротивление трубопровода; ψ — коэффициент податливости рабочей жидкости; p_{32} — давление в ГЦ фрикциона; z_3 — перемещение поршня; S_3 — площадь поршня; $m_{п3}$ — масса поршня; z_{3min} — ход поршня, эквивалентный объему ГЦ при начальном положении; H_3 — ход поршня из начального положения в положение, соответствующее полной деформации фрикционных дисков; $z_{фл3}$ — ход поршня от момента касания фрикционных дисков поршнем при полностью устраненных зазорах до полной их деформации; $c_{п3}$ — жесткость отжимных пружин; $c_{фл3}$ — жесткость фрикционных дисков; $c_{уд3}$ — жесткость упорного диска; k_3 — коэффициент демпфирования поршня; $P_3(z_3)$ — позиционная нагрузка

Figure 11 — Dynamic scheme of hydraulic drive of clutch T_1 ; $h_3(y_3)$ — function of dependence of valve passage area on its displacement; y_3 — valve displacement; p_{31} — pressure at outlet of EHPV; p_{32} — control pressure; Y_{31}, Y_{32} — joints, for which calculation is performed; m_3 — fluid reduced mass; x_3 — movement of working fluid column along hydraulic line; f_3 — cross-sectional area of pipeline; l_3 — pipeline length; R_3 — pipeline resistance; ψ — working fluid compliance coefficient; p_{32} — pressure in HC of clutch; z_3 — piston displacement; S_3 — piston area; $m_{п3}$ — piston mass; z_{3min} — piston stroke equivalent to HC volume in the initial position; H_3 — piston stroke from initial position to position corresponding to complete deformation of friction discs; $z_{фл3}$ — piston stroke from contact moment of friction discs by piston with gaps completely eliminated until they are completely deformed; $c_{п3}$ — springs stiffness; $c_{фл3}$ — friction discs stiffness; $c_{уд3}$ — thrust disc stiffness; k_3 — coefficient of piston damping; $P_3(z_3)$ — positional load

Математическая модель гидропривода ДФМ описывается дифференциальными уравнениями (1):

$$\begin{aligned} \frac{d^2 z_1}{dt^2} &= \frac{S_1 \cdot p_{12} + k_1 \frac{dz_1}{dt} - P_1(z_1)}{m_{п1}}; \\ \frac{d^2 z_2}{dt^2} &= \frac{S_2 \cdot p_{22} + k_2 \frac{dz_2}{dt} - S_{12} \cdot p_{12} - P_2(z_2)}{m_{п2}}; \\ \frac{d^2 x_1}{dt^2} &= \frac{p_{max} - p_{12}}{\rho \cdot l_1} - \left(\frac{f_1^2}{2 \cdot l_1 \cdot (\mu \cdot \pi \cdot b_1 \cdot h_1(y_1))^2} + \left(\frac{0,5 \cdot \xi_1}{l_1} + \frac{0,443 \cdot k_e}{\sqrt{f_1}} \right) \right) \times \\ &\quad \times \left(\frac{dx_1}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \left(\frac{dx_1}{dt} \right) - \frac{27 \cdot \nu}{f_1} \frac{dx_1}{dt}; \\ \frac{d^2 x_2}{dt^2} &= \frac{p_{max} - p_{22}}{\rho \cdot l_2} - \left(\frac{f_2^2}{2 \cdot l_2 \cdot (\mu \cdot \pi \cdot b_2 \cdot h_2(y_2))^2} + \left(\frac{0,5 \cdot \xi_2}{l_2} + \frac{0,443 \cdot k_e}{\sqrt{f_2}} \right) \right) \times \\ &\quad \times \left(\frac{dx_2}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \left(\frac{dx_2}{dt} \right) - \frac{27 \cdot \nu}{f_2} \frac{dx_2}{dt}; \\ \frac{dp_{12}}{dt} &= \frac{f_1 \frac{dx_1}{dt} - S_1 \frac{dz_1}{dt} + S_{12} \frac{dz_2}{dt}}{V_1 \cdot \psi}; \quad \frac{dp_{22}}{dt} = \frac{f_2 \frac{dx_2}{dt} - S_2 \frac{dz_2}{dt}}{V_2 \cdot \psi}, \end{aligned} \quad (1)$$

где ξ_1, ξ_2 — коэффициент местного сопротивления; ρ — плотность рабочей жидкости; ν — кинематическая вязкость рабочей жидкости; k_e — коэффициент, учитывающий относительную шероховатость канала; μ — коэффициент расхода через золотник;

b_1, b_2 — ширина проходного отверстия золотника; V_1, V_2 — объем рабочей жидкости в гидравлических магистралях и ГЦ ЭУ Φ_1 и Φ_2 соответственно.

Математическая модель гидропривода фрикциона T_1 описывается дифференциальными уравнениями (2):

$$\begin{aligned} \frac{d^2 z_3}{dt^2} &= \frac{S_3 \cdot p_{32} + k_3 \frac{dz_3}{dt} - P_3(z_3)}{m_{п3}}; \\ \frac{d^2 x_3}{dt^2} &= \frac{p_{max} - p_{32}}{\rho \cdot l_3} - \left(\frac{f_3^2}{2 \cdot l_3 \cdot (\mu \cdot \pi \cdot b_3 \cdot h_3(y_3))^2} + \frac{0,5 \cdot \xi}{l_3} + \frac{0,443 \cdot k_e}{\sqrt{f_3}} \right) \times \\ &\quad \times \left(\frac{dx_3}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \left(\frac{dx_3}{dt} \right) - \frac{27 \cdot \nu}{f_3} \frac{dx_3}{dt}; \\ \frac{dp_{32}}{dt} &= \frac{f_3 \frac{dx_3}{dt} - S_3 \frac{dz_3}{dt}}{V_3 \cdot \psi}, \end{aligned} \quad (2)$$

где ξ_3 — коэффициент местного сопротивления; b_3 — ширина проходного отверстия золотника; V_3 — объем рабочей жидкости в гидравлических магистралях и ГЦ фрикциона T_1 .

Значение позиционной нагрузки для трех фрикционов определяется по уравнениям (3):

$$\begin{aligned} P_1(z_1) &= c_{уд1}(z_1 - H_1) \lambda_{уд1} + \\ &+ c_{фл1}(z_1 - H_1 + z_{фл1}) \lambda_{фл1} + (P_{10} + c_{п1} z_1) \lambda_{п1}; \\ P_2(z_2) &= c_{уд2}(z_2 - H_2) \lambda_{уд2} + \\ &+ c_{фл2}(z_2 - H_2 + z_{фл2}) \lambda_{фл2} + (P_{20} + c_{п2} z_2) \lambda_{п2}; \\ P_3(z_3) &= c_{уд3}(z_3 - H_3) \lambda_{уд3} + \\ &+ c_{фл3}(z_3 - H_3 + z_{фл3}) \lambda_{фл3} + (P_{30} + c_{п3} z_3) \lambda_{п3}, \end{aligned} \quad (3)$$

где P_{10} , P_{20} , P_{30} — сила предварительного сжатия отжимных пружин для фрикционов Φ_1 , Φ_2 и T_1 соответственно; $\lambda_{пр}$, $\lambda_{фд}$, $\lambda_{уд}$ — индикаторы состояния, принимают значение «0» если положение поршня z не достигло заданного значения (начала деформации отжимных пружин, фрикционных дисков и упорного диска соответственно), значение «1» при достижении заданного значения.

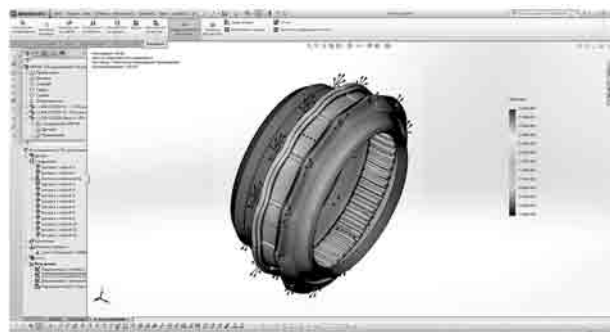
С помощью ЭГПК, как показано в ряде работ [26–30], осуществляется управление давлением в ГЦ пропорционально силе тока. Моделирование работы ЭГПК в данной работе проводится в соответствии с методикой, описанной в [11].

Жесткость упорных дисков ЭУ Φ_1 , Φ_2 и T_1 определена расчетом методом конечных элементов в программе SolidWorks Premium 2012x64 Edition с помощью 3D-модели этих ЭУ. Пример визуализации расчета жесткости упорных дисков ЭУ Φ_2 и T_1 показан на рисунке 12. По полученным измерениям в приложении Excel Microsoft Office построен точечный график и определено уравнение линии тренда для силы упругости упорного диска. Из уравнения для силы упругости определены выражения для определения жесткости упорных дисков ЭУ Φ_1 (4), Φ_2 (5) и T_1 (6):

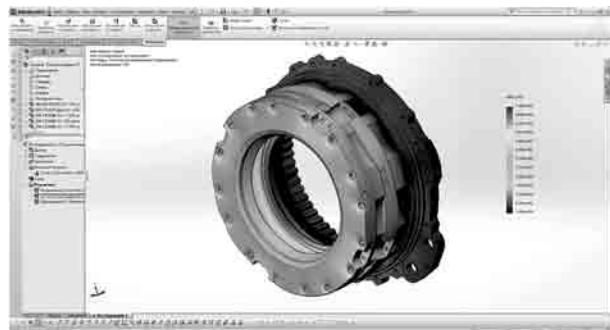
$$c_{уд1} = 5 \cdot 10^8, \text{ Н/м}; \quad (4)$$

$$c_{уд2} = 21 \cdot 10^{16} \cdot \Delta z_2^2 - 4 \cdot 10^{13} \cdot \Delta z_2 + 2 \cdot 10^9, \text{ Н/м}; \quad (5)$$

$$c_{уд3} = 16 \cdot 10^{13} \cdot \Delta z_3 + 3 \cdot 10^9, \text{ Н/м}, \quad (6)$$



a



b

Рисунок 12 — Изображение деформации упорного диска при расчете его жесткости методом конечных элементов: a — упорный диск фрикциона Φ_2 ; b — упорный диск фрикциона T_1

Figure 12 — Thrust disc deformation image when calculating its stiffness with finite element method: a — thrust disc of clutch Φ_2 ; b — thrust disc of clutch T_1

где Δz — перемещение поршня при деформации упорного диска, м.

Заключение. Применение ДФМ в качестве ЭУ планетарными ГМП целесообразно с точки зрения снижения габаритов и массы конструкции. Применение ДФМ требует изучения динамических процессов в гидроприводе фрикционов и учета влияния ГС между ГЦ при управлении переходными процессами, с чем может быть связано их редкое применение в конструкциях современных ГМП.

Разработана математическая модель гидропривода ДФМ, содержащая дифференциальные и алгебраические уравнения, которые не изменяются для всех этапов включения — выключения фрикциона и двух смежных передач в ГМП. При этом уравнения содержат индикаторы состояния положения поршня в ГЦ и состояния фрикциона (замкнут — разомкнут).

Математическая модель предназначена для изучения переходного процесса в трансмиссии при переключении передач в случае наличия ГС между ГЦ (для рассматриваемой ГМП МЗКТ-4361 — переключение с третьей на четвертую передачу).

Список литературы

1. Гапоян, Д.Т. Фрикционы автоматических коробок передач. Конструкция и расчет / Д.Т. Гапоян. — М.: Машиностроение, 1966. — 167 с.
2. Тарасик, В.П. Фрикционные муфты автомобильных гидромеханических передач / В.П. Тарасик. — Минск: Наука и техника, 1973. — 320 с.
3. Гидромеханические передачи серии У35615: рук-во по эксплуатации / В.В. Одинцов, М.А. Пономаренко, Л.А. Самушенко. — 2-е изд., перераб. и доп. — Минск: Амкорд, 2010. — 68 с.
4. Особенности конструкции и расчета двойной фрикционной муфты планетарной коробки передач / Ю.И. Николаев [и др.] // Механика машин, механизмов и материалов. — 2009. — № 1(6). — С. 41–43.
5. Унифицированная гидравлическая система автоматического управления и жизнеобеспечения семейства перспективных гидромеханических передач МЗКТ / Ю.И. Николаев [и др.] // Механика машин, механизмов и материалов. — 2011. — № 2(15). — С. 33–38.
6. Allison 1000/2000 Series. Technical Service Information. — USA: Automatic transmission service group, 2000. — 120 p.
7. Clutch lubrication structure for automatic transmission. Bibliographic data: JP2011012736 [Electronic resource]. — Mode of access: https://worldwide.espacenet.com/publicationDetails/biblio?DB=EPODOC&II=0&ND=3&adjacent=true&locale=en_EP&FT=D&date=20110120&CC=JP&NR=2011012736A&KC=A#. — Date of access: 27.02.2017.
8. Гавриленко, Б.А. Гидравлический привод / Б.А. Гавриленко, В.А. Минин, С.Н. Рождественский. — М.: Машиностроение, 1968. — 502 с.
9. Башта, Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика / Т.М. Башта. — М.: Машиностроение, 1972. — 320 с.
10. Васильченко, В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: справочник / В.А. Васильченко. — М.: Машиностроение, 1983. — 301 с.
11. Белабенко, Д.С. Определение силовой нагруженности трансмиссии при трогании специального колесного шасси с гидромеханической передачей / Д.С. Белабенко // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — 2018. — Вып. 7. — С. 15–21.
12. Румянцев, Л.А. Устройство управления гидромеханической передачей / Л.А. Румянцев // Автомобильная пром-сть. — 2018. — № 7. — С. 19–24.

13. Allison Transmission. Модели специального назначения: рук-во по поиску и устранению неисправностей оборудования серий 3000 и 4000. — США: General Motors Corp., 2005. — 890 с.
14. Басалаев, В.Н. Исследование процесса переключения передач под нагрузкой и оптимизация управления фрикционными муфтами механической трансмиссии / В.Н. Басалаев, А.В. Коваленко // Механика машин, механизмов и материалов. — 2011. — № 2(15). — С. 24–32.
15. Gao, B. Clutch-to-clutch shift control of an automatic transmission with proportional pressure control valves / B. Gao, H. Chen, K. Sanada // Proceedings of the 7th JFPS International Symposium on Fluid Power, TOYAMA 2008, Sept. 15–18, 2008. pp. 659–664.
16. Тарасик, В.П. Моделирование мехатронной системы управления фрикционными переключения передач автоматической трансмиссии автомобиля / В.П. Тарасик // Грузовик. — 2017. — № 10. — С. 7–15.
17. Yunjiang, C. Virtual Clutch controller for clutch-to-clutch shifts in planetary-type automatic transmission [Electronic resource] / Yunjiang Cheng, Peng Dong, Shuai Yang, Xiangyang Xu // Mathematical Problems in Engineering / Hindawi Publishing Corporation. — Vol. 2015. — Article ID 213162. — 16 p. — Mode of access: <http://dx.doi.org/10.1155/2015/213162>. — Date of access: 10.09.2018.
18. Ломовцев, А.Д. Разработка алгоритмов управления автоматической коробкой передач транспортных средств по закону «управляющий ток — крутящий момент» / А.Д. Ломовцев // Труды НАМИ. — 2017. — № 2(269). — С. 94–100.
19. Красневский, Л.Г. Прецизионное управление автоматическими трансмиссиями: итоги 50 лет развития / Л.Г. Красневский, С.Н. Поддубко // Механика машин, механизмов и материалов. — 2015. — № 4(33). — С. 5–13.
20. Красневский, Л.Г. Автоматические трансмиссии: технология «Clutch-to-clutch shifts» — история и современное состояние / Л.Г. Красневский, А.В. Белевич // Механика машин, механизмов и материалов. — 2018. — № 1(42). — С. 5–13.
21. Красневский, Л.Г. Современная теория и техника управления гидромеханическими передачами мобильных машин / Л.Г. Красневский // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — 2013. — Вып. 2. — С. 53–62.
22. Тарасик, В.П. Переключение передач карьерного самосвала с ГМП / В.П. Тарасик, Ю.С. Романович // Автомобил. пром-сть. — 2018. — № 8. — С. 12–20.
23. Double transition shift control in an automatic powershifting transmission: pat. 2015/0032347 A1 US / John Andrew Byerly, John P. Kresse, Mark A. Rains, Jeffrey K. Runde; Allison transmission Inc. — Pub. Jan. 29, 2015.
24. Способ управления гидромеханической передачей мобильной машины: пат. ВУ 13551 С1 / В.П. Тарасик, Н.Н. Горбатенко, Р.В. Плякин, В.И. Курстак, А.Н. Егоров, В.В. Региня, С.М. Терешонок, Е.Л. Эйдлин. — опубл. 30.08.2010.
25. Control for managing actuator output pressure applied to a torque transmitting mechanism of a multi-speed transmission: pat. 2015/0211629 A1 US / Jeff Shultz, Peter Swingler; Allison transmission Inc. — Pub. Jul. 30, 2015.
26. Михайлов, В.В. Математическая идентификация электромагнитного клапана с пропорциональным управлением / В.В. Михайлов // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — 2013. — Вып. 2. — С. 136–139.
27. Мехатронная система автоматического управления гидромеханической передачей карьерных самосвалов БелАЗ / В.П. Тарасик [и др.] // Грузовик. — 2011. — № 2. — С. 2–11.
28. Тарасик, В.П. Методика проектирования механизма управления фрикционными гидромеханической передачи на основе математического моделирования процесса его функционирования / В.П. Тарасик, В.С. Савицкий // Грузовик. — 2016. — № 6. — С. 3–12.
29. Имитация рабочих процессов электрогидравлических регуляторов давления / Л.Д. Бельчик [и др.] // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — 2015. — Вып. 4. — С. 135–137.
30. Егоров, А.Н. Эволюция конструкторских разработок гидромеханических передач для карьерных самосвалов БелАЗ / А.Н. Егоров, В.В. Региня, В.П. Тарасик // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та, 2011. — № 4. — С. 17–26.

BELABENKO Dmitriy S.

Head of the Hydromechanical Transmission Division

E-mail: belabenko_d@mzkt.by

JSC “Minsk Wheel Tractor Plant”, Minsk, Republic of Belarus

Received 24 January 2019.

DESIGN AND WORKFLOW FEATURES OF UNIT OF INTERACTIVE CLUTCHES OF HYDROMECHANICAL TRANSMISSION

A review of clutches related to the type of tandem friction clutches is presented. The known solutions, disadvantages and advantages of the double friction clutch, which includes two control elements having a hydraulic connection between the hydraulic cylinders, are analyzed. The studies that have examined the clutches are analyzed. A typical block diagram of the mechatronic control system and the vehicle is drawn up, with the help of which studies of the shift process are carried out in the general case. In the analyzed studies, the simulation was carried out taking into account not all elements of the block diagram. There are three diagrams on the basis of the use of circuit elements in modeling. The rational configuration of the elements for the study was chosen. The results of study are presented in the article. The dynamic scheme of double friction clutch hydraulic drive and its mathematical model with introduced hydraulic connection between hydraulic cylinders are developed. The mathematical model uses the values of the stiffness of the elastic elements: the springs, friction discs, thrust disc. The stiffness of the thrust disc, which is part of a complex assembly unit, is determined by the calculation of the finite element method. The mathematical model of the hydraulic drive contains differential equations that retain their appearance for all positions of the piston.

Keywords: clutch, double friction clutch, hydromechanical transmission, dynamic diagram, mathematical model

References

- Gapoyan D.T. *Friksionny avtomaticheskikh korobok peredach. Konstruktsiya i raschet* [Automatic gearbox clutches. Construction and calculation]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1966. 167 p.
- Tarasik V.P. *Friksionnye mufty avtomobilnykh gidromekhanicheskikh peredach* [Vehicle hydromechanical gearbox friction clutches]. Minsk, Nauka i tekhnika Publ., 1973. 320 p.
- Odintsov V.V., Ponomarenko M.A., Samushchenko L.A. *Gidromekhanicheskie peredachi serii U35615. Rukovodstvo po ekspluatatsii* [Hydromechanical gearboxes series U35615. Manual]. Minsk, Amkodor Publ., 2010. 68 p.
- Nikolaev Yu.I., Staskevich S.G., Grinyuk V.S., Poddubko S.N. Osobennosti konstruktssii i rascheta dvoynoy friksionnoy mufty planetarnoy korobki peredach [The design and calculation features of tandem friction clutch of planetary gearbox]. *Mekhanika mashin, mekhanizmov i materialov* [Mechanics of machines, mechanisms and materials], 2009, no. 1(6), pp. 41–43.
- Nikolaev Yu.I., Poddubko S.N., Matskevich A.A., Staskevich S.G., Pavlov Yu.E. Unifitsirovannaya gidravlicheskaya sistema avtomaticheskogo upravleniya i zhizneobespecheniya semeystva perspektivnykh gidromekhanicheskikh peredach MZKT [Unified hydraulic system of automatic control and life support for the family prospective hydromechanical transmission of MWTP]. *Mekhanika mashin, mekhanizmov i materialov* [Mechanics of machines, mechanisms and materials], 2011, no. 2(15), pp. 33–38.
- Allison 1000/2000 Series. *Technical Service Information*. Miami, Automatic transmission service group, 2000. 120 p.
- Kawai Norikazu. *Clutch lubrication structure for automatic transmission*. Patent EU, no. JP2011012736, 2011. Available at: https://worldwide.espacenet.com/publicationDetails/biblio?D=B=EPODOC&II=0&ND=3&adjacent=true&locale=en_EP&FT=D&date=20110120&CC=JP&NR=2011012736A&KC=A# (accessed 27 February 2017).
- Gavrilenko B.A., Minin V.A., Rozhdestvenskiy S.N. *Gidravlicheskiy privod* [Hydraulic drive]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1968. 502 p.
- Bashta T.M. *Gidropriwod i gidropnevmoavtomatika* [Hydraulic drive and hydropneumautomatics]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1972. 320 p.
- Vasilchenko V.A. *Gidravlicheskie oborudovanie mobilnykh mashin* [The hydraulic equipment of mobile machines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1983. 301 p.
- Belabenko D.S. Opredelenie silovoy nagruzhennosti transmissii pri troganii spetsialnogo kolesnogo shassi s gidromekhanicheskoy peredachey [Determination of power load of the transmission when starting of the special wheeled chassis with hydromechanical transmission]. *Aktualnye voprosy mashinovedeniya* [Topical issues of mechanical engineering], 2018, issue 7, pp. 15–21.
- Rumyantsev L.A. Ustroystvo upravleniya gidromekhanicheskoy peredachey [The device of hydromechanical gearbox control]. *Avtomobilnaya promyshlennost* [Automotive industry], 2018, no. 7, pp. 19–24.
- Allison Transmission. *Modeli spetsialnogo naznacheniya: rukvo po poisku i ustraneniyu neispravnostey oborudovaniya serii 3000 i 4000* [Allison Transmission. Special purpose models: troubleshooting manual of 3000 and 4000 series equipment fault]. Detroit, General Motors Corp., 2005. 890 p.
- Basalaev V.N., Kovalenko A.V. Issledovanie protsessa pereklyucheniya peredach pod nagruzkoy i optimizatsiya upravleniya friksionnymi muftami [Investigation of the gearshift process under load and optimization controlling the friction clutches of mechanical transmission]. *Mekhanika mashin, mekhanizmov i materialov* [Mechanics of machines, mechanisms and materials], 2011, no. 2(15), pp. 24–32.
- Gao B., Chen H., Sanada K. Clutch-to-clutch shift control of an automatic transmission with proportional pressure control valves. *Proc. 7th JFPS International Symposium on Fluid Power*. Toyama, 2008, pp. 659–664.
- Tarasik V.P. Modelirovanie mekhatronnoy sistemy upravleniya friksionami pereklyucheniya peredach avtomaticheskoy transmissii avtomobilya [Simulation of mechatronic control system of automatic transmission gearshift clutches of the car]. *Gruzovik* [Truck], 2017, no. 10, pp. 7–15.
- Yunjiang C., Peng D., Shuai Y., Xiangyang X. Virtual Clutch controller for clutch-to-clutch shifts in planetary-type automatic transmission. *Mathematical Problems in Engineering*, 2015, vol. 2015. Available at: <http://dx.doi.org/10.1155/2015/213162> (accessed 10 September 2018).
- Lomovtsev A.D. Razrabotka algoritmov upravleniya avtomaticheskoy korobkoy peredach transportnykh sredstv po zakonu “upravlyayushchiy tok – krutyashchiy moment” [Development of control algorithms for automatic transmission of vehicles according to the law “control current – torque”]. *Trudy NAMI* [NAMI proceedings], 2017, no. 2(269), pp. 94–100.
- Krasnevskiy L.G., Poddubko S.N. Pretsizionnoe upravlenie avtomaticheskimi transmissiyami: itogi 50 let razvitiya [Precision control of automatic transmissions: the summary of 50 years development]. *Mekhanika mashin, mekhanizmov i materialov* [Mechanics of machines, mechanisms and materials], 2015, no. 4(33), pp. 5–13.
- Krasnevskiy L.G., Belevich A.V. Avtomaticheskiiye transmissii: tekhnologiya “Clutch-to-clutch shifts” — istoriya i sovremennoe sostoyanie [Automatic transmissions: technology “Clutch-to-clutch shifts” — history and current status]. *Mekhanika mashin, mekhanizmov i materialov* [Mechanics of machines, mechanisms and materials], 2018, no. 1(42), pp. 5–13.
- Krasnevskiy L.G. Sovremennaya teoriya i tekhnika upravleniya gidromekhanicheskimi peredachami mobilnykh mashin [Modern theory and management technology of hydromechanical transmissions of mobile machines]. *Aktualnye voprosy mashinovedeniya* [Topical issues of mechanical engineering], 2013, issue 2, pp. 53–62.
- Tarasik V.P., Romanovich Yu.S. Pereklyuchenie peredach karernogo samosvala s GMP [Gearshift of dump truck with hydromechanical transmission]. *Avtomobilnaya promyshlennost* [Automotive industry], 2018, no. 8, pp. 12–20.
- Byerly J.A., Kresse J.P., Rains M.A., Runde J.K. *Double transition shift control in an automatic powershifting transmission*. Patent USA, no. 2015/0032347A1, 2015.
- Tarasik V.P., Gorbatenko N.N., Plyakin R.V., Kurstak V.I., Egorov A.N., Reginya V.V., Tereshonok S.M., Eydlin E.L. *Sposob upravleniya gidromekhanicheskoy peredachey mobilnoy mashiny* [Method of vehicle hydromechanical transmission control]. Patent RB, no. 13551C1, 2010.
- Shultz J., Swingler P. *Control for managing actuator output pressure applied to a torque transmitting mechanism of a multi-speed transmission*. Patent USA, no. 2015/0211629A1, 2015.
- Mikhaylov V.V. Matematicheskaya identifikatsiya elektromagnitnogo klapan s proporsionalnym upravleniem [Mathematical identification of proportional control solenoid valve]. *Aktualnye voprosy mashinovedeniya* [Topical issues of mechanical engineering], 2013, issue 2, pp. 136–139.
- Tarasik V.P., Gorbatenko N.N., Plyakin R.V., Egorov A.N., Reginya V.V. Mekhatronnaya sistema avtomaticheskogo upravleniya gidromekhanicheskoy peredachey karernykh samosvalov BelAZ [Hydromechanical transmission automatic control mechatronic system of dump truck BelAZ]. *Gruzovik* [Truck], 2011, no. 2, pp. 2–11.
- Tarasik V.P., Savitskiy V.S. Metodika proektirovaniya mekhanizma upravleniya friksionami gidromekhanicheskoy peredachi na osnove matematicheskogo modelirovaniya protsessa ego funktsionirovaniya [Method of designing the mechanism of hydromechanical transmission clutches control on the basis of mathematical modeling of its functioning process]. *Gruzovik* [Truck], 2016, no. 6, pp. 3–12.
- Belchik L.D., Strok E.Ya., Snitkov A.G., Savchuk S.V. Imitatsiya rabochikh protsessov elektrogidravlicheskikh regulyatorov davleniya [Simulation of working processes of the electrohydraulic pressure regulators]. *Aktualnye voprosy mashinovedeniya* [Topical issues of mechanical engineering], 2015, issue 4, pp. 135–137.
- Egorov A.N., Reginya V.P., Tarasik V.P. Evolyutsiya konstruktsionnykh razrabotok gidromekhanicheskikh peredach dlya karernykh samosvalov BelAZ [The evolution of the development of the hydromechanical transmission of dump trucks BelAZ]. *Vestnik Belorussko-Rossiyskogo universiteta* [Herald of Belarussian-Russian University], 2011, no. 4, pp. 17–26.