

УДК 623.437.3.093+629.03+629.36

О ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА В МЕХАНИЗМЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ МОЩНОСТИ

Р. В. Русинов, д. т. н., проф. / Р. Ю. Добрецов, к. т. н., проф. / Р. А. Дидиков, асп.
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

На протяжении долгого времени трансмиссия автомобиля совершенствовалась преимущественно с целью повышения эксплуатационно-технических свойств автомобиля, а именно экологичности, экономичности, динамики разгона и проходимости. Повышение таких эксплуатационно-технических характеристик, как курсовая устойчивость и управляемость, за счёт совершенствования конструкции элементов трансмиссии было в значительной степени ограничено, а потенциал конструкций исчерпан. Повышение управляемости и устойчивости достигалось в основном путём снижения веса компонентов трансмиссии, оптимизации положения центра тяжести автомобиля, применения различных усовершенствований существующих конструкций межколёсных и межосевых дифференциалов [1].

Использование в конструкции серийных автомобилей простых симметричных конических дифференциалов определено простотой, надёжностью и высоким КПД последних. Такой механизм не позволяет управлять силами тяги на ведущих колёсах и имеет ряд существенных эксплуатационных недостатков [1], не позволяющих применять его на автомобилях высокой проходимости.

На некоторых автомобилях применялись дифференциалы повышенного трения. Такие механизмы устанавливались за рубежом на серийные модели, а в России — при тюнинге отечественных серийных машин. Распространение получили механизмы семейств Torsen, Quaife и Suretrac. Эти дифференциалы являются самоблокирующимися, системы управления не имеют. Автоматическая блокировка дифференциала позволяет улучшить тягово-динамические свойства автомобиля в тяжёлых дорожных условиях и сохранять хорошую устойчивость при прохождении поворотов на высоких скоростях.

Общими недостатками дифференциалов повышенного трения, помимо конструктивной и технологической сложности, являются (по сравнению с простым дифференциалом) более низкий КПД и меньший срок службы. Механизмы распределения мощности (МРМ) данного типа не позволяют организовать точное управление распределением тяговых сил, в связи с чем их применение в системах стабилизации автомобилей ограничено.

За последние два десятилетия конструкция МРМ в трансмиссии автомобиля претерпела значительные изменения, открыв большой потенциал для повышения управляемости, курсовой устойчивости и проходимости. Это стало возможным благодаря внедрению электронных систем управления механическими системами, что позволило осуществлять контролируемое изменение параметров работы МРМ в соответствии с условиями движения и с учётом управляющего воздействия со стороны водителя. В качестве примера можно привести механизмы АУС, SH-AWD и ZF VECTOR DRIVE [2, 3], нашедшие применение в ряде серийных автомобилей мировых автопроизводителей. Все упомянутые механизмы имеют в своём составе планетарные передачи, работа которых контролируется электроникой при помощи дисковых фрикционных элементов управления (ФЭУ).

Методы синтеза и анализа планетарных передач с различным числом степеней свободы хорошо отработаны [4, 5]. Однако не сформированы методики для решения задач, критически важных для синтеза схем механизмов и дальнейшего воплощения МРМ на практике именно в автомобильной отрасли.

Управляемый МРМ может работать в качестве исполнительного механизма в двух основных режимах: контроль распределения мощности в условиях неодинакового сцепления колёс ведущего моста с грунтом и в составе системы динамической стабилизации автомобиля. В обоих случаях важно обеспечить достаточное быстродействие системы привода элементов управления МРМ.

Из публикаций известно, что быстродействие системы с электромеханическим приводом (механизм ZF VECTOR DRIVE) составляет около 80 мс [2]. Системы с электрогидравлическим приводом (механизм АУС) более инерционны, однако обладают рядом преимуществ. В частности, технология производства подобных систем отработана и широко применяется в России при производстве планетарных коробок передач для транспортных гусеничных машин.

Целью исследования является получение методики определения основных параметров гидравлических трасс привода элементов управления МРМ. В рамках исследования было проведено моделирова-

ние процесса протекания рабочей жидкости в управляющих гидравлических трассах МРМ и выполнен подбор параметров гидравлических трасс. Основой для разработок послужила методика [6].

Следует отметить, что ФЭУ МРМ не только имеют конструктивное сходство с элементами управления планетарными коробками передач, но и работают, в принципе, в сходных условиях. Быстродействие системы управления ограничивается инерционностью её элементов и сопротивлениями гидравлических трасс. Наиболее существенным препятствием на пути к увеличению частоты работы системы управления является наличие коробления в пакете дисков элемента управления.

Отключение элемента управления происходит в основном за счёт действия отжимных пружин и сил упругости дисков, обусловленных их короблением. Отключение начинается, когда управляющий золотник соединяет гидроцилиндр элемента управления со сливной магистралью.

Для обеспечения полного выключения элемента управления нажимной диск должен отойти от пакета на величину суммарного коробления дисков (или несколько меньшую). Для полного включения нажимной диск должен вновь приблизиться к пакету, преодолев такое же расстояние.

Частота управляющих воздействий оказывается ограниченной временем частичного опорожнения и заполнения гидроцилиндра элемента управления.

Для управления буксованием дисков пакета ФЭУ МРМ может быть использован принцип широтно-импульсной модуляции давления управления, отработанный для ФЭУ планетарных коробок передач [4, 7]. В этом случае система управления ФЭУ должна быть замкнутой. Возможна организация обратной связи по угловой скорости вращения полуосей или по угловой скорости поворота машины.

Так же как и в случае с элементом управления коробкой передач, в основном в рамках процесса включения элемента управления МРМ будет иметь место турбулентный режим течения рабочей жидкости в каналах системы управления. Промежутком времени, когда имеет место ламинарный режим течения, пренебрегаем.

Основой для моделирования гидродинамических процессов течения жидкости в каналах гидросистемы является уравнение Бернулли для неустановившегося потока [8], которое может быть записано в виде

$$\rho l \ddot{x} + 0,5 \xi \rho (\dot{x})^2 = p.$$

Здесь \dot{x} и \ddot{x} — скорость и ускорение потока жидкости плотностью ρ в каналах приведённой длины l ; ξ — суммарный коэффициент гидравлических потерь в каналах; p — гидравлическое давление в гидроцилиндре. В общем случае величина p — переменная.

В данном уравнении не учтена инерционная сила, обусловленная массой нажимного диска.

Используя основные положения работы [6] с введением необходимых поправок, учитывающих специфику условий работы и конструктивные особенности МРМ, получим зависимость, характеризующую изменение скорости течения жидкости при наполнении (опорожнении) бустера:

$$\dot{x} = \frac{2p}{\rho \xi} \frac{\left[\exp\left(\sqrt{\frac{2\xi p}{\rho l^2}} t\right) - 1 \right]}{\left[\exp\left(\sqrt{\frac{2\xi p}{\rho l^2}} t\right) + 1 \right]}.$$

Изменение объёма бустера при наполнении (опорожнении) описывается зависимостью

$$V = \frac{\pi d^2}{2} \cdot \frac{1}{\xi} \left[\ln \frac{1 + \exp\left(\sqrt{\frac{2\xi p}{\rho l^2}} t\right)}{2} - \sqrt{\frac{\xi p}{2\rho l^2}} t \right],$$

где d — диаметр трубопровода гидравлической магистрали; t — время.

Уравнение выше устанавливает связь между основными параметрами гидросистемы и временем опорожнения или заполнения гидроцилиндра.

Для механизма ZF VECTOR DRIVE с десятью парами трения [2] можно подобрать параметры гидротрассы, которые будут обеспечивать эквивалентное или большее быстродействие, чем электромеханическая система управления. Приняты следующие параметры системы: суммарное усилие возвратных пружин $P_{\text{пр}} = 5\,000$ Н; плотность рабочей жидкости $\rho = 700$ кг/м³; внешний (наружный) радиус фрикционного диска $R_{\text{н}} = 0,15$ м; внутренний радиус фрикционного диска $R_{\text{в}} = 0,125$ м. Площадь бустера будет определяться зависимостью

$$F = \pi \cdot (R_{\text{н}}^2 - R_{\text{в}}^2) = 3,14 \cdot (0,15^2 - 0,125^2) = 0,022 \text{ м}^2.$$

Усилие, создаваемое коробленными дисками:

$$P_{\text{к}} = 3,7 \cdot 10^5 \cdot b \cdot h \cdot (b^2 - 0,52h^2), \text{ Н.}$$

Здесь $b = 2$ мм и $h = 1$ мм — толщина и величина коробления диска соответственно.

Объём гидроцилиндра $V = F \cdot h_{\text{н}} \approx 216$ см³. Здесь $h_{\text{н}}$ — ход поршня.

Рассмотрим этап сжатия пакета фрикционных дисков, осуществляемый под действием давления рабочей жидкости в напорной магистрали (за вычетом сопротивления от пружин и коробленных дисков).

Примем давление рабочей жидкости в системе равным $p_{\text{ж}} = 0,7$ МПа. Величина давления сжатия пакета дисков за вычетом сопротивления от разжимных пружин и коробленных дисков:

$$p = p_{\text{ж}} - (P_{\text{к}} + P_{\text{пр}})/F = 0,33 \text{ МПа}.$$

Таким образом, для конкретной конструкции становится возможным оценить основные параметры гидротрассы, обеспечивающие требуемое быстродействие $\Delta t = 75 \dots 100$ мс (или $0,075 \dots 0,100$ сек.).

На рис. 1 и 2 приведены зависимости, характеризующие процесс заполнения и опорожнения гидроцилиндра МРМ. В результате расчётов были получены следующие значения: для случая опорожнения гидравлического цилиндра $t_1 = 0,049$ сек.; для случая включения $t_2 = 0,052$ сек.

Таким образом, расчётный цикл выключения-включения составляет $\Delta t = t_1 + t_2 = 101$ мс.

Следовательно, при проектировании гидропривода рекомендуется обеспечить следующие значения параметров гидротрасс: суммарный коэффициент гидравлических потерь $\xi = 1,5$; диаметр трубопровода $d = 20$ мм; соответствующая приведённая длина l трубопровода при коэффициенте сопротивления $\lambda = 0,04$ (для турбулентного режима течения):

$$l = \xi d / \lambda = 1,5 \cdot 20 / 0,04 = 75 \text{ см.}$$

Результаты расчётов свидетельствуют о принципиальной возможности реализации гидравлического привода элементов управления МРМ с помощью широтно-импульсной модуляции давления.

Для достижения быстродействия, эквивалентного электромеханическому приводу, требуется предусмотреть ряд технических решений, направленных на увеличение сечения трубок подводящей гидравлической магистрали, уменьшение количества изгибов и длины, а также повышение качества обработки внутренней поверхности трубок.

Принцип выноса элементов управления на торец МРМ и применение в гидросистеме насоса с электрическим приводом позволяют спроектировать максимально короткие гидротрассы с требуемыми характеристиками.

Таким образом, предложена методика расчёта времени циклов наполнения-опорожнения бустера ФЭУ МРМ и показано, что быстродействие гидравлического привода достаточно для обеспечения работоспособности МРМ. В совокупности с предложенным ранее способом определения передаточных отношений шестерёнчатого МРМ [9] и известными методиками синтеза планетарных механизмов и проведения прочностных расчётов [4, 5] это даёт предпосылки для создания опытного образца МРМ.

Имеющийся на сегодня опыт и технологические возможности позволяют создать дискретную замкнутую следящую систему управления, контролирующую процесс буксования в пакете дисков ФЭУ МРМ, что позволит обеспечить качественное управление силами тяги ведущих колёс во всех режимах движения автомобиля. Гидравлический привод в таком МРМ должен работать в режиме широтно-импульсной модуляции управляющего давления.

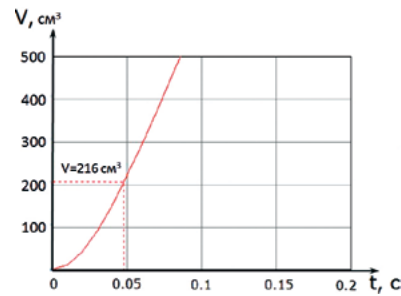


Рисунок 1. Изменение объема $V(t)$ заполняющей бустер рабочей жидкости при включении ФЭУ

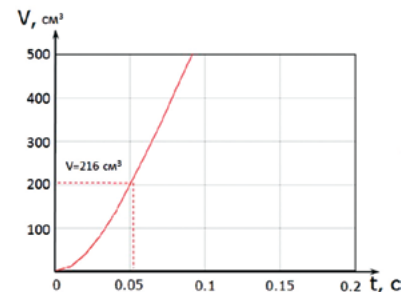


Рисунок 2. Изменение объема $V(t)$ вытекающей из бустера рабочей жидкости при выключении ФЭУ

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Конструкция автомобиля. Шасси / Н. В. Гусаков, И. Н. Зверев, А. Л. Карунин и др. / под общ. ред. А. Л. Карунина. — М.: МАМИ, 2000. — 528 с.
2. Further details of a torque-vectoring system using the example of ZF VECTOR DRIVE // Crolla D. Encyclopedia of Automotive Engineering. — John Wiley & Sons, 2015 [Электронный ресурс]. URL: <https://books.google.ru/books?id=ANfdCgAAQBAJ&pg=PA2023&lpg=PA2023&dq=zf+vector+differential&source=bl&ots=gywiIgPeZj&sig=02XikSG1okiZbBtOK-ZLN3Zn2J8&hl=ru&sa=X&ved=0ahUKEwiC3vrj9-vMAhXF2ywKHW7jDp44ChDoAQg5MAQ#v=onepage&q=zf%20vector%20differential&f=false> (дата обращения: 21.05.2016).
3. Development of Super AYC / Y. Ushiroda, K. Sawase, N. Takahashi et al. // Technical Review. — 2003. — № 15. — P. 73–76.
4. Харитонов С. А. Автоматические коробки передач. — М.: Астрель, АСТ, 2003. — 335 с.
5. Расчёт и конструирование гусеничных машин: учебник для вузов / Н. А. Носов, В. Д. Галышев, Ю. П. Волков и др. / под ред. Н. А. Носова. — Л.: Машиностроение, 1972. — 559 с.
6. К методу оценки частоты импульсного управления поворотом гусеничной машины / Р. В. Русинов и др. // Рабочие процессы компрессоров и установок с ДВС: межвуз. сб. — Л.: ЛПИ, 1987. — С. 73–78.
7. Замкнутые системы управления поворотом гусеничных машин / Ю. В. Галышев, А. П. Григорьев, Р. Ю. Добрецов, А. В. Лозин // Научно-технические ведомости СПбГПУ. — 2014. — № 3 (202). — С. 201–208.
8. Попов Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем: учебник для вузов. — М.: Машиностроение, 1976. — 424 с.
9. Дидиков Р. А. К вопросу о выборе кинематических схем шестерёнчатых МРМ / Р. А. Дидиков, Р. Ю. Добрецов // Автомобильная промышленность. — 2014. — № 9. — С. 12–14.