

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Транспортные и технологические машины»

АВТОМАТИЧЕСКИЕ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЕЙ

*Методические рекомендации к практическим занятиям
для студентов специальности
1-37 01 02 «Автомобилестроение (по направлениям)»
дневной формы обучения*



УДК 629.331
ББК 39.33
А 22

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой ТТМ «5» февраля 2019 г., протокол № 7

Составитель ст. преподаватель Р. В. Плякин
Рецензент канд. техн. наук, доц. А. Е. Науменко

Методические рекомендации предназначены для проведения практических занятий по дисциплине «Автоматические трансмиссии автомобилей» для студентов специальности 1-37 01 02 «Автомобилестроение (по направлениям)».

Учебно-методическое издание

АВТОМАТИЧЕСКИЕ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЕЙ

Ответственный за выпуск	И. В. Лесковец
Технический редактор	А. Т. Червинская
Компьютерная верстка	М. М. Дударева

Подписано в печать . Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 56 экз. Заказ №

Издатель и полиграфическое исполнение:
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/156 от 7.03.2019.
Пр-т Мира, 43, 212022, Могилев.

© Белорусско-Российский
университет, 2019



Содержание

Введение	4
1 Сравнительный анализ АТА методом экспертных оценок	5
2 Согласование режимов работы ДВС-ГДТ.....	8
3 Определение параметров фрикционных ГМП.....	11
4 Определение параметров элемента деления потоков мощности двухпоточной ГМП	13
5 Определение параметров элементов системы управления сцеплением роботизированной КП.....	16
6 Определение основных параметров элементов ГОП	18
7 Определение параметров ЭПК управления фрикционными ГМП	22
8 Построение алгоритма управления САУ ГМП	27
Список литературы	32



Введение

В трансмиссиях автомобилей различных типов все более широкое применение получают автоматические коробки передач. Обычные неавтоматизированные механические коробки передач, работающие с фрикционным сцеплением, не являются идеальным вариантом. Их основным недостатком – необходимость ручного переключения передач, что серьезно утомляет водителя, особенно в условиях напряженного городского движения. Вторым недостатком обычной механической коробки передач является то, что при ее использовании двигатель часто работает на малоэкономичных режимах, т. к. время на переключение передач ограничено и водитель не всегда может своевременно переключить нужную передачу. В результате этого во многих случаях не обеспечиваются высокие топливная экономичность и тягово-динамические качества автомобиля.

Использование автоматической коробки передач позволяет устранить отмеченные недостатки, существенно облегчает управление автомобилем, уменьшает утомляемость водителя, что способствует повышению безопасности движения.

Целью практических занятий по дисциплине «Автоматические трансмиссии автомобилей» является приобретение навыков постановки задач проектирования узлов и механизмов автоматических трансмиссий, поиска современных технических решений и их анализа, обоснования и выбора технических решений при проектировании автоматических трансмиссий, освоение методик функционального и конструкторского проектирования узлов и механизмов автоматических трансмиссии.



1 Сравнительный анализ АГА методом экспертных оценок

Методы экспертных оценок являются частью обширной области теории принятия решений, а само экспертное оценивание – процедура получения оценки проблемы на основе мнения специалистов (экспертов) с целью последующего принятия решения (выбора).

Существуют следующие способы измерения объектов:

- ранжирование – это расположение объектов в порядке возрастания или убывания какого-либо присущего им свойства. Ранжирование позволяет выбрать из исследуемой совокупности факторов наиболее существенный;

- парное сравнение – это установление предпочтения объектов при сравнении всех возможных пар. Здесь не нужно, как при ранжировании, упорядочивать все объекты, необходимо в каждой из пар выявить более значимый объект или установить их равенство;

- непосредственная оценка. Часто бывает желательным не только упорядочить (ранжировать объекты анализа), но и определить, на сколько один фактор более значим, чем другие. В этом случае диапазон изменения характеристик объекта разбивается на отдельные интервалы, каждому из которых приписывается определенная оценка (балл), например, от 0 до 10. Именно поэтому метод непосредственной оценки иногда именуют также балльным методом.

Существует две группы экспертных оценок:

- индивидуальные оценки, основанные на использовании мнения отдельных экспертов, независимых друг от друга;

- коллективные оценки, основанные на использовании коллективного мнения экспертов.

Известны следующие методы экспертных оценок:

- метод ассоциаций – изучение схожего по свойствам объекта с другим объектом;

- метод парных (бинарных) сравнений – сопоставление экспертом альтернативных вариантов и выбор наиболее перспективного;

- метод векторов предпочтений – анализ экспертом всего набора альтернативных вариантов и выбор наиболее предпочтительного;

- метод фокальных объектов – перенос признаков случайно отобранных аналогов на исследуемый объект;

- индивидуальный экспертный опрос – опрос в форме интервью или в виде анализа экспертных оценок. Означает беседу заказчика с экспертом, в ходе которой заказчик ставит перед экспертом вопросы, ответы на которые значимы для достижения программных целей. Анализ экспертных оценок предполагает индивидуальное заполнение экспертом разработанного заказчиком формуляра, по результатам которого производится всесторонний анализ проблемной ситуации и выявляются возможные пути её решения. Свои соображения эксперт выносит в виде отдельного документа;

- метод средней точки. Формулируются два альтернативных варианта решения, один из которых менее предпочтителен. После этого эксперту необходимо подобрать третий альтернативный вариант, оценка которого расположена между значений первой и второй альтернативы.



Рассмотрим пример сравнительного анализа механических автоматических трансмиссий легковых автомобилей – роботизированной коробки передач, коробки передач с преселекторным управлением, клиноременного вариатора.

На первом этапе анализа выбираются критерии, на основании которых будет производиться анализ. Для данного типа трансмиссий в качестве критерия можно выбрать:

- диапазон регулирования передаточного числа;
- сложность системы управления;
- ремонтпригодность;
- надежность и долговечность;
- стоимость;
- быстродействие при переключении ступеней;
- стоимость обслуживания.

Оценку по каждому критерию будем проводить по пятибалльной шкале. Результаты сведем в таблицу 1.1.

Таблица 1.1 – Сравнительный анализ механических автоматических трансмиссий автомобилей (АТА)

Критерий	Роботизированная коробка передач	Коробка передач с преселекторным управлением	Клиноременной вариатор
Диапазон регулирования передаточного числа	5	5	3
Сложность системы управления	4	5	5
Ремонтпригодность	5	4	3
Надежность и долговечность	4	5	3
Стоимость	5	5	3
Быстродействие при переключении ступеней	3	5	5
Стоимость обслуживания	5	4	3
ИТОГО:	31	33	25

В результате проведенного анализа можно сделать вывод о целесообразности использования определенного типа механической автоматической трансмиссии для легкового автомобиля.

Задание к практическому занятию

Провести сравнительный анализ методом экспертных оценок автоматических трансмиссий, применяемых на карьерных самосвалах и подъемно-транспортных машинах: гидромеханической передачи, гидрообъемной передачи, коробки передач с преселекторным управлением, электромеханической передачи.



Вопросы для самоконтроля

- 1 Способы измерения объектов.
- 2 Группы экспертных оценок.
- 3 Методы экспертных оценок.

2 Согласование режимов работы ДВС – ГДТ

При проектировании гидромеханической передачи (ГМП) на основе сравнительной оценки параметров выбирают несколько моделей гидродинамического трансформатора (ГДТ) и проводят сравнительный анализ тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля.

При выборе ГДТ для сравнительной оценки их свойств используют следующие параметры:

- 1) диапазон регулирования коэффициента трансформации

$$D_K = K_э / K_м, \quad (2.1)$$

где $K_э$ – коэффициент трансформации при минимально допустимом эксплуатационном значении КПД $\eta_э$ (обычно принимают $\eta_э = 0,75 \dots 0,8$);

$K_м$ – коэффициент трансформации при переходе с режима трансформации момента на режим гидромuffты;

- 2) диапазон регулирования передаточного отношения

$$D_i = i_{\eta_м} / i_э, \quad (2.2)$$

где $i_{\eta_м}$ – передаточное отношение при максимальном КПД на режиме гидромuffты $\eta_{м \max}$;

$i_э$ – передаточное отношение при $\eta_э$;

- 3) максимальный КПД на режиме трансформации момента η_{\max} ;

4) передаточное отношение при переходе на режим гидромuffты $i_м$;

5) коэффициент трансформации на стоповом режиме работы ГДТ K_0 .

Значения данных показателей должны быть как можно выше. Максимальный КПД одноступенчатых комплексных ГДТ на режиме трансформации достигает 0,89...0,91, а на режиме гидромuffты 0,95...0,97. Многоступенчатые ГДТ и ГДТ обратного хода обладают более высокими преобразующими свойствами, но КПД их, как правило, ниже.

Вид зависимости $\lambda_n = f(i_{mn})$ характеризует свойство прозрачности ГДТ. Это свойство отображает способность ГДТ изменять нагрузку двигателя при изменении сопротивления движению автомобиля. Оно оценивается коэффициентом прозрачности



$$П = \lambda_{н \max} / \lambda_{н.м}, \quad (2.3)$$

где $\lambda_{н \max}$ – максимальное значение коэффициента момента насосного колеса;
 $\lambda_{н.м}$ – коэффициент момента насосного колеса при переходе на режим гидромурфты.

Если $\lambda_{н \max}$ соответствует режиму работы с $i_{тн} > 0$, то это означает, что ГДТ имеет одновременно прямую и обратную прозрачность. В этом случае используются два коэффициента прозрачности: коэффициент прямой прозрачности и коэффициент обратной прозрачности

$$П_{обр} = \lambda_{н0} / \lambda_{н \max}. \quad (2.4)$$

Если на режиме трансформации момента $\lambda_n = \text{const}$, то $П = 1$, а ГДТ называют непрозрачным. При $П = 1 \dots 1,2$ ГДТ считают практически непрозрачным; при $П = 1,2 \dots 1,5$ – малопрозрачным, а при $П > 1,5$ – прозрачным.

При $П = 1$ нагрузочная характеристика $M_n = f(\omega_n)$ представляет собой одну параболу. При $П > 1$ получается семейство парабол. Поэтому режим работы двигателя при непрозрачном ГДТ не зависит от нагрузки, а при прозрачном ГДТ – зависит.

Выбор типа гидротрансформатора в первую очередь определяется назначением автомобиля.

Для автомобилей с циклическим режимом движения при кратковременной составляющей цикла (городские автобусы), а также для автомобилей, предназначенных для работы в тяжелых условиях, ГДТ должен работать на всех ступенях коробки передач (КП) большую часть времени. В этом случае ГДТ должен обладать широким диапазоном регулирования коэффициента трансформации с высоким значением КПД (не меньше 0,75...0,8).

На грузовых автомобилях, предназначенных для передвижения по дорогам с усовершенствованным покрытием, а также на легковых автомобилях, ГДТ используется для трогания и начальной фазы разгона, а в дальнейшем он может быть заблокирован. В данном случае целесообразно применять комплексный ГДТ с высокими значениями η_{\max} (максимальный КПД на режиме трансформации момента) и i_m (передаточное отношение при переходе на режим гидромурфты).

Предварительное согласование нагрузочных характеристик ГДТ с внешнескоростной характеристикой двигателя осуществляется так, чтобы кривая нагрузочной характеристики $M_n = f(\omega_n)$, соответствующая значению передаточного отношения i_m , проходила через точку номинального момента двигателя $M_{д \text{ ном}}$ (M_p). В этом случае можно обеспечить максимальное использование мощности двигателя.

Возможны два способа такого согласования:



1) выбирают модель ГДТ с высокими значениями показателей, и для согласования характеристик устанавливают согласующую передачу между двигателем и ГДТ;

2) проектирование нового ГДТ на основе теории подобия.

Первый способ наиболее рационален при единичном и мелкосерийном производстве автомобилей, а второй – при массовом.

Вращающий момент на выходе согласующей передачи в любой расчетной точке характеристики двигателя ω_δ^* определяется по выражению

$$M_{СП}^* = K_{отб} M_\delta^* u_{СП} \eta_{СП}, \quad (2.5)$$

где $K_{отб}$ – коэффициент отбора мощности двигателя на привод вспомогательного оборудования;

$u_{СП}$, $\eta_{СП}$ – передаточное число и КПД согласующей передачи.

Соответствующий этой точке момент на насосном колесе

$$M_n^* = \lambda_n^* \rho \omega_n^{*2} D_a^5. \quad (2.6)$$

Все параметры со звездочкой – параметры в расчетной точке.

Приравняем правые части выражений (2.5) и (2.6), учитывая, что $\omega_n^* = \omega_\delta^* / u_{СП}$. В итоге получим

$$u_{СП} = \sqrt[3]{\frac{\lambda_n^* \rho \omega_\delta^{*2} D_a^5}{K_{отб} M_\delta^* \eta_{СП}}}, \quad (2.7)$$

Если принимается решение о проектировании нового ГДТ на основе теории подобия, то его активный диаметр определяется по формуле

$$D_a = \sqrt[5]{\frac{K_{отб} M_\delta^*}{\lambda_n^* \rho \omega_\delta^{*2}}}. \quad (2.8)$$

В этом случае принимают $M_\delta^* = M_{\delta ном}$; $\omega_\delta^* = \omega_{\delta ном}$; $\lambda_n^* = \lambda_{н м}$.

Задание к практическому занятию

Определить параметры согласующей передачи и построить характеристику совместной работы двигателя внутреннего сгорания (ДВС) – ГДТ (параметры ГДТ и ДВС выдаются преподавателем).

Вопросы для самоконтроля

- 1 Перечислить параметры, используемые для сравнительной оценки ГДТ.
- 2 Методика определения параметров согласующей передачи.
- 3 Методика определения параметров ГДТ методами теории подобия.



3 Определение параметров фрикционов ГМП

Основными параметрами фрикционов гидромеханической передачи (ГМП), оказывающих непосредственное влияние на их выходные характеристики, являются: геометрические размеры фрикционных дисков (внутренний r_ϕ и наружный R_ϕ радиусы поверхностей трения, толщины сопрягаемых дисков – стального $b_{ст}$ и с фрикционной накладкой $b_{\phi,н}$); коэффициент взаимного перекрытия ψ , характеризующий уменьшение площади поверхности трения за счет маслосгонных канавок; число пар трения z ; зазоры между дисками h_ϕ ; размеры гидроцилиндра, сжимающего диски при включении (внутренний r_n и наружный R_n радиусы поршня, полный ход поршня h_n); максимальное рабочее давление жидкости p ; давление на поверхностях трения фрикционных дисков q_ϕ ; характеристики возвратных пружин поршня – начальное усилие $F_{в.н0}$ и суммарный коэффициент жесткости $c_{в.н}$.

Выходными параметрами фрикционов являются момент трения M_ϕ , коэффициент запаса момента трения β_ϕ , габаритные размеры – диаметр D_ϕ и длина L_ϕ .

Момент трения фрикциона определяется по формуле

$$M_\phi = \mu F_{сжс} r_3 z K_z, \quad (3.1)$$

где μ – коэффициент трения;

$F_{сжс}$ – усилие сжатия пакета фрикционных дисков, Н;

r_3 – радиус действия эквивалентной суммарной силы трения, м;

z – число пар трения;

K_z – коэффициент снижения нажимного усилия.

Для металлической пары трения (например, сталь – металлокерамика) давление на поверхностях трения фрикционных дисков распределяется в соответствии с выражением $qr = \text{const}$, поэтому значение r_3 находится по формуле

$$r_3 = 0,5(R_\phi + r_\phi). \quad (3.2)$$

Для смешанной пары трения (например, сталь – бумажная композиция) $q = \text{const}$, а радиус r_3 вычисляется по формуле

$$r_3 = \frac{2(R_\phi^3 - r_\phi^3)}{3(R_\phi^2 - r_\phi^2)}. \quad (3.3)$$



Максимальное усилие сжатия фрикционных дисков $F_{сж. max}$ ограничено допускаемой величиной давления $[q_{cp}]$ на поверхностях трения

$$F_{сж. max} = A_{\phi} \psi [q_{cp}], \quad (3.4)$$

где A_{ϕ} – полная площадь поверхности пары трения без учета маслосгонных канавок, $A_{\phi} = \pi(R_{\phi}^2 - r_{\phi}^2)$;

ψ – коэффициент взаимного перекрытия, равный отношению номинальной площади контакта $A_{\phi. ном}$ к полной площади A_{ϕ} .

Для накладок из металлокерамических материалов $[q_{cp}] = 4...5$ МПа, для пластмассовых композиций $[q_{cp}] = 2...3$ МПа, для бумажных композиций $[q_{cp}] = 1,5...2$ МПа.

Фрикцион должен обеспечивать передачу момента нагрузки $M_{н. \phi}$ с заданным запасом момента трения

$$M_{\phi} = M_{н. \phi} \beta_{\phi}, \quad (3.5)$$

где β_{ϕ} – коэффициент запаса момента трения.

Величина момента нагрузки фрикциона $M_{н. \phi}$ зависит от его расположения в кинематической схеме коробки передач.

Задание к практическому занятию

Определить параметры фрикциона блокировки ГМП. Максимальный вращающий момент двигателя $M_{\partial. max} = 630$ Н·м, коэффициент трансформации на стоповом режиме $K_{тн.0} = 2,3$, внутренний радиус фрикционных дисков ограничен значением $r_{н. min} = 105$ мм.

Вопросы для самоконтроля

1 Записать формулы для определения момента трения фрикциона, усилия сжатия пакета фрикционных дисков, радиуса действия эквивалентной суммарной силы трения, коэффициента снижения нажимного усилия.

2 Рассказать методику определения основных параметров фрикционов.



4 Определение параметров элемента деления потоков мощности двухпоточной ГМП

Двухпоточные гидромеханические передачи широко используются в автомобилях. Главное достоинство таких передач – более высокое значение максимального коэффициента полезного действия по сравнению с однопоточной гидромеханической передачей. В качестве дифференциального звена используются трехзвенные дифференциальные механизмы со смешанным зацеплением зубчатых колес.

Двухпоточные гидромеханические передачи (ГМП) обладают высоким коэффициентом полезного действия (КПД) по сравнению с однопоточными. Двухпоточная передача обычно состоит из гидродинамического трансформатора (ГДТ) и дифференциального звена, выполненного в виде трехзвенного дифференциального механизма со смешанным или внешним зацеплением шестерен. При этом через ГДТ передается только часть мощности, остальная же мощность передается через механическую передачу, имеющую значительно более высокий КПД по сравнению с ГДТ.

В зависимости от расположения дифференциального звена по отношению к ГДТ различают двухпоточные ГМП с дифференциальным звеном на входе или на выходе.

В качестве примера рассмотрим наиболее распространенную схему двухпоточной ГМП с дифференциальным звеном на выходе (рисунок 4.1).

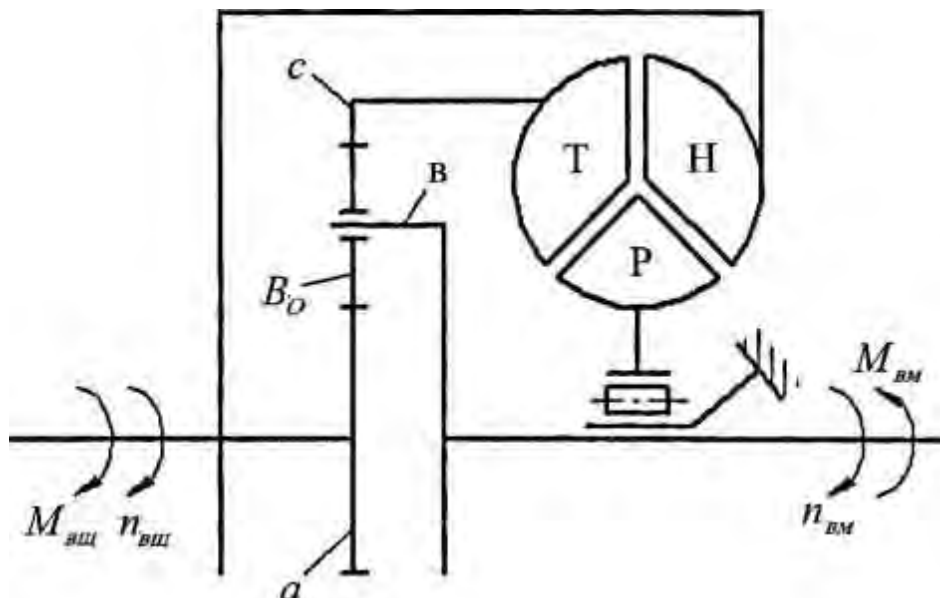


Рисунок 4.1 – Принципиальная схема двухпоточной передачи

В данной передаче мощность передается с ведущего на ведомый вал двумя потоками. Первый поток мощности передается чисто механическим путем через солнечную шестерню на сателлиты и далее на водило, связанное с ведомым валом передачи. Здесь присутствуют только механические потери потока мощности, КПД передачи в данном потоке мощности высокий.

Второй поток мощности передается через ГДТ на эпициклическую шестерню и далее через сателлиты на водило. Здесь присутствуют потери потока мощности как в ГТ с низким КПД, так и в механической части передачи с высоким КПД. Потери мощности здесь более высокие.

Таким образом, на водиле ТДМ осуществляется суммирование двух потоков мощности.

На рисунке 4.2 приведены схемы двухпоточных передач с различным расположением дифференциального звена.

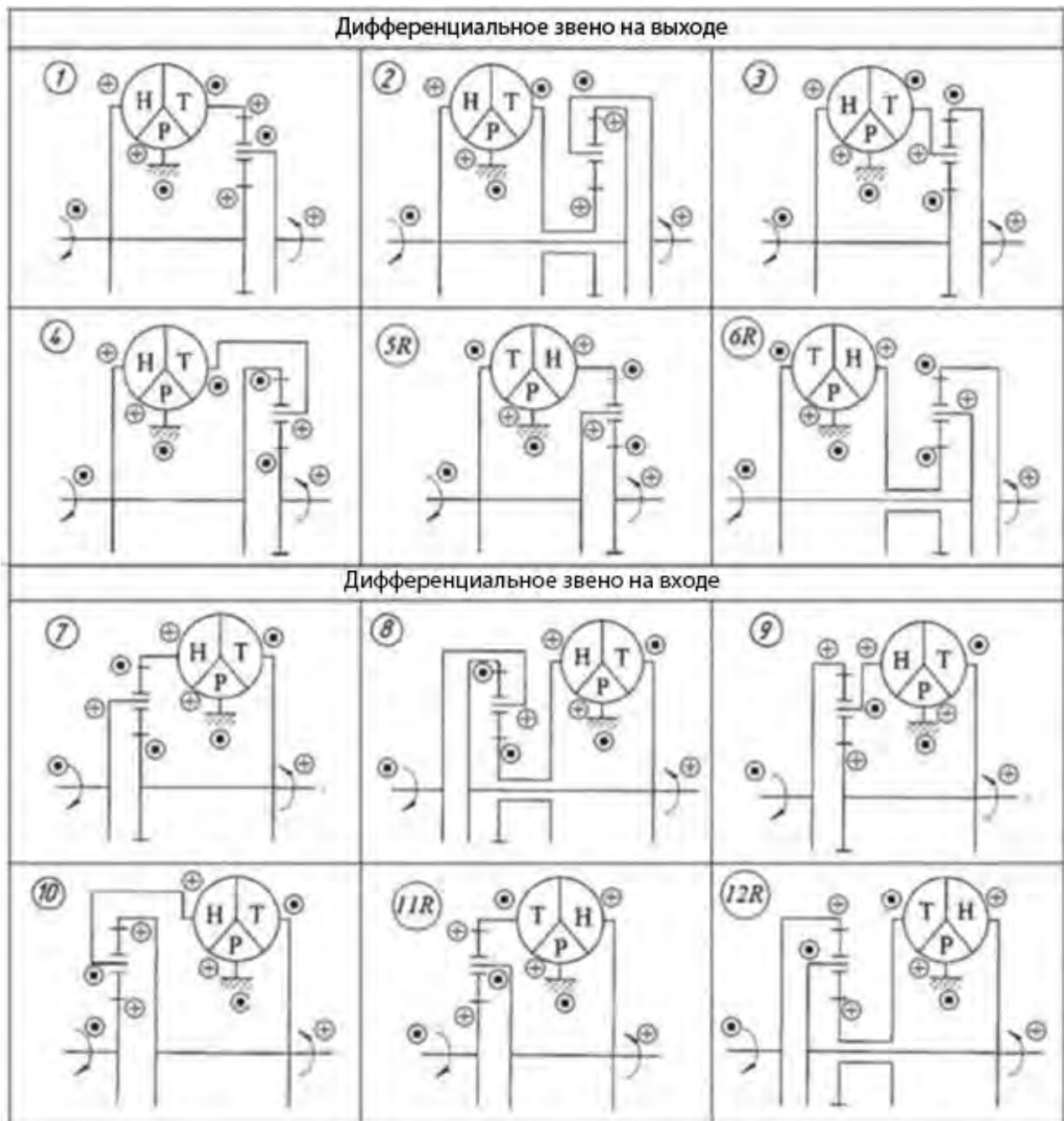


Рисунок 4.2 – Схемы двухпоточных передач

Передаточное отношение и коэффициент трансформации двухпоточной передачи определяются по следующим выражениям:

$$i_{ДПП} = \frac{\omega_{вых}}{\omega_{д}} = \frac{i_{мн} - p}{1 - p}; \quad (4.1)$$

$$K_{ДПП} = \frac{M_{вых}}{M_{вх}} = \frac{K_{мн} (1 - p\eta^R)}{1 - p\eta^R K_{мн}}, \quad (4.2)$$

где $\omega_{вых}$ – угловая скорость выходного звена двухпоточной передачи;
 $\omega_{д}$ – угловая скорость входного звена (вала двигателя);
 $i_{мн}$ – передаточное отношение ГДТ;
 p – основной кинематический параметр дифференциального звена;
 $M_{вых}$, $M_{вх}$ – выходной и входной моменты двухпоточной передачи соответственно;
 η – КПД дифференциального звена;
 $K_{мн}$ – коэффициент трансформации ГДТ;
 R – показатель степени, определяющий направление потока мощности.

Доля мощности, передаваемая через ГДТ, определяется по следующей формуле:

$$P^*_{ГДТ} = \frac{M_H \omega_H}{M_D \omega_D} = \frac{M_H}{M_D} = \frac{1}{1 - p\eta K_{ТН}}, \quad (4.3)$$

где M_H , ω_H – вращающий момент и угловая скорость насосного колеса ГДТ соответственно.

Задание к практическому занятию

Построить безразмерные характеристики двухпоточной передачи ($K_{ДПП} = f(i_{ДПП})$, $\eta_{ДПП} = f(i_{ДПП})$, $P^*_{ГДТ} = f(i_{ДПП})$). Основной кинематический параметр дифференциального звена $p = -1,7$.

Вопросы для самоконтроля

- 1 Достоинства и недостатки двухпоточных передач.
- 2 Схемы дифференциальных звеньев делителя потока мощности.
- 3 Передаточное отношение и коэффициент трансформации двухпоточной передачи.



5 Определение параметров элементов системы управления сцеплением роботизированной КП

Роботизированная коробка передач (КП) представляет собой механическую коробку передач, в которой функции выключения сцепления и переключения передач автоматизированы. Название «роботизированная коробка передач» свидетельствует о том, что водитель и условия движения формируют только входную информацию для системы управления, а работой коробки передач руководит электронный блок с определенным алгоритмом управления.

Основными элементами системы автоматического управления (САУ) роботизированной коробкой передач являются:

- система датчиков (датчики угловой скорости, давления, температуры);
- устройство обработки сигналов датчиков и формирования сигналов управления – электронный блок управления (ЭБУ);
- исполнительное устройство переключения передач;
- исполнительное устройство управления сцеплением;
- источники энергии;
- система диагностирования и устройство настройки режимов.

В зависимости от количества используемых информационных переменных различают одномерные, двумерные и многомерные САУ.

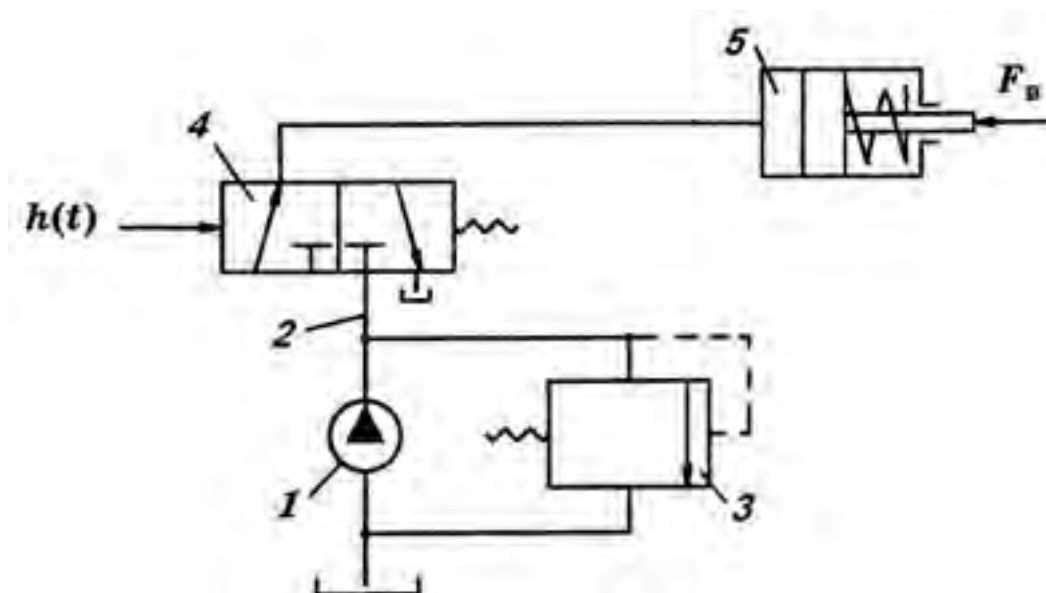
Выбор системы датчиков и информационных переменных определяется задачами оптимизации и используемыми техническими средствами обработки информации и формирования сигналов управления. Наиболее перспективными являются САУ с микропроцессорным управлением. Такие САУ в состоянии обработать большой объем информации и решать задачи оптимального управления при большом количестве критериев.

Одномерная САУ использует одну переменную для формирования сигнала переключения передач. Обычно информационной переменной является скорость автомобиля. Двумерная САУ использует две переменные, определяющие скоростной и нагрузочный режим работы двигателя. Для оценки нагрузки в карбюраторных двигателях используется угол поворота дроссельной заслонки γ , в дизельных – положение рейки топливного насоса высокого давления (ТНВД). Многомерная САУ использует информацию о скоростном режиме работы двигателя и его нагрузке, а также дополнительные переменные, такие как информация об ускорении автомобиля, о характеристике воздействия водителя на органы управления, степень загрузки автомобиля, дорожные условия, температурный режим работы двигателя.

В качестве исполнительного механизма управления сцеплением в САУ роботизированных коробок передач используются электрогидравлические пропорциональные клапаны (ЭГПК).

Принципиальная схема гидравлической системы управления сцеплением роботизированной коробки передач приведена на рисунке 5.1.





1 – гидронасос; 2 – главная гидромагистраль; 3 – регулятор главного давления; 4 – электрогидравлический пропорциональный клапан; 5 – исполнительный гидроцилиндр управления сцеплением

Рисунок 5.1 – Принципиальная схема гидравлической системы управления сцеплением роботизированной коробки передач

Предварительный выбор параметров осуществляется на основе анализа равновесного состояния покоя или равномерного движения элементов привода с учетом требований нормативных документов по усилиям на органы управления.

Уточненный расчет параметров осуществляется на основе математического моделирования приводов. Это обусловлено высокой динамичностью переходных процессов гидроприводов. На основе разработанных математических моделей проводится оптимизация их параметров с целью обеспечения требуемых показателей качества.

Основными показателями качества приводов управления являются: быстродействие, динамичность, КПД привода, колебательность, интегральные показатели, характеризующие отклонение реального процесса от желаемых характеристик.

Задание к практическому занятию

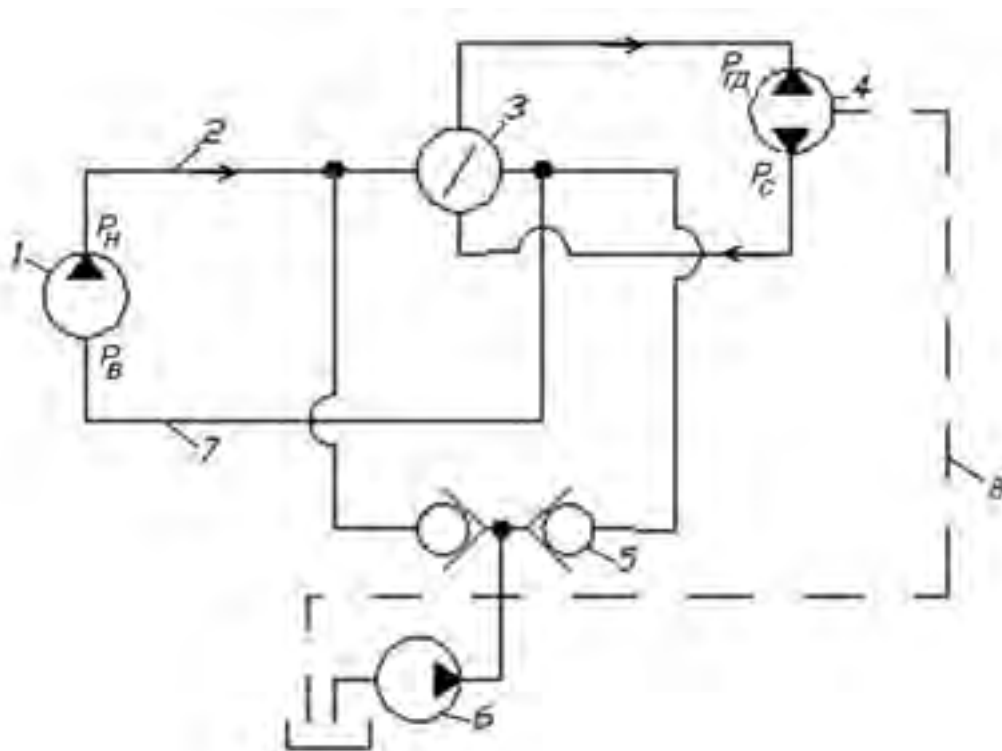
Определить параметры гидроцилиндра управления сцеплением для легкового автомобиля полной массой 1,7 т. Подача гидронасоса изменяется в диапазоне от 15 до 36 л/мин. Главное давление 1,3 МПа. Требуемое время переключения передач 0,3 с.

Вопросы для самоконтроля

- 1 Основные элементы системы автоматического управления роботизированной коробкой передач.
- 2 Принципиальная схема гидравлической системы управления сцеплением.

6 Определение основных параметров элементов ГОП

Схема простейшей гидрообъемной передачи (ГОП) показана на рисунке 6.1.



1 – гидронасос; 2 – напорная магистраль; 3 – распределитель (кран реверсирования гидродвигателя); 4 – реверсивный гидромотор; 5 – клапан подпитки; 6 – насос подпитки; 7 – всасывающая магистраль; 8 – дренажная гидромагистраль

Рисунок 6.1 – Принципиальная схема ГОП

ГОП обеспечивает бесступенчатое регулирование передаточного числа, коэффициента трансформации, реверсирование и торможение автомобиля. Реверсирование осуществляется за счет изменения направления потока жидкости, поступающего к гидромотору через кран 3. При торможении автомобиля напорные и всасывающие магистрали 2 и 7 автоматически меняются своими функциями. Для движения накатом эти линии соединяются между собой.

ГОП не обладают свойством саморегулирования и нуждаются в системе управления. Оптимальное использование потенциальных свойств автомобиля с ГОП достигается применением системы автоматического управления (САУ).

ГОП выполняют по раздельно-агрегатной и моноблочной схемам.

В первом случае насос и гидромотор разобщены в пространстве, причем используется несколько гидромоторов, устанавливаемых непосредственно в колеса автомобиля (гидромотор-колеса). Такая ГОП полностью заменяет собой

механическую трансмиссию. Преимущество – возможность получения множества различных компоновочных схем автомобилей. Недостаток – значительные потери давления в трубопроводах и соответственно низкий КПД.

Во втором случае насос и гидромотор расположены в одном корпусе, что значительно снижает потери. ГОП при этом заменяет собой только лишь КП, а все остальные элементы трансмиссии сохраняются.

Диапазон регулирования передаточного числа ГОП достигает 5...10. Если на автомобиле установлено несколько гидродвигателей, то меняя их соединения (параллельное, последовательное, комбинированное) можно значительно расширить диапазон передаточных чисел.

Подача гидронасоса и расход гидромотора определяются по следующим выражениям:

$$Q_n = e_n V_n \omega_n \eta_{он} / (2\pi); \quad (6.1)$$

$$Q_{зм} = e_{зм} V_{зм} \omega_{зм} / (2\pi \eta_{озм}), \quad (6.2)$$

где $\omega_n, \omega_{зм}$ – угловые скорости валов насоса и гидромотора соответственно;

$e_n, e_{зм}$ – параметры регулирования насоса и гидромотора соответственно;

$V_n, V_{зм}$ – рабочие объемы насоса и гидромотора соответственно;

$\eta_{он}, \eta_{озм}$ – объемные КПД насоса и гидромотора соответственно.

Для регулируемого насоса $0 < e_n \leq 1$, для нерегулируемого $e_n = 1$.

Приравнивая правые части (6.1) и (6.2) найдем передаточные числа ГОП:

$$i_{зон} = \frac{\omega_{зм}}{\omega_n} = \frac{e_n V_n \eta_{озм} \eta_{он}}{e_{зм} V_{зм}}. \quad (6.3)$$

Мощность P_n , необходимая для привода насоса, и мощность $P_{зм}$ на валу гидромотора определяются по следующим формулам:

$$P_n = M_n \omega_n = \frac{e_n V_n (p_n - p_в) \omega_n}{2\pi \eta_{мн}}; \quad (6.4)$$

$$P_{зм} = M_{зм} \omega_{зм} = \frac{e_{зм} V_{зм} (p_{зм} - p_с) \omega_{зм} \eta_{мзм}}{2\pi}, \quad (6.5)$$

где $M_n, M_{зм}$ – момент на валах насоса и гидромотора соответственно;

p_n – давление на выходе насоса;

$p_в$ – давление на входе насоса;

$p_{зм}$ – давление на входе гидромотора;

$p_с$ – давление на выходе гидромотора;

$\eta_{мн}, \eta_{мзм}$ – механический КПД насоса и гидромотора соответственно.



Коэффициент трансформации момента ГОП

$$k_{zon} = \frac{M_{zm}}{M_n}. \quad (6.6)$$

Подставим в (6.6) значения M_n, M_{zm} из (6.4) и (6.5):

$$k_{zon} = \frac{e_{zm} V_{zm} (p_{zm} - p_c) \omega_{zm} \eta_{mzm} \eta_{mn}}{e_n V_n (p_n - p_v) \omega_n}. \quad (6.7)$$

КПД ГОП определяется по следующему выражению:

$$\eta_{zon} = k_{zon} i_{zon}. \quad (6.8)$$

Для существующих гидромашин $\eta_{он} \approx \eta_{озм} = 0,94 \dots 0,98$;
 $\eta_{mn} \approx \eta_{mzm} = 0,92 \dots 0,96$; $\eta_{zon} = 0,74 \dots 0,88$.

Для предварительной оценки коэффициента трансформации можно принять потери давления $(p_n - p_v) \approx (p_{zm} - p_c)$, тогда коэффициент трансформации

$$k_{zon} \approx \frac{e_{zm} V_{zm} \eta_{mzm} \eta_{mn}}{e_n V_n}. \quad (6.9)$$

Возможно три варианта регулирования ГОП.

1 Регулируется только насос, причем $e_n V_n p_n = \text{const}$. В этом случае уменьшение e_n вызывает пропорциональное увеличение давления на выходе насоса p_n . Максимальное давление насоса $p_{n \max}$ ограничивается переливным клапаном.

Преимущества данного варианта:

- возможность уменьшения угловой скорости вала гидромотора ω_{zm} практически до 0;
- гиперболическое изменение момента гидромотора;
- возможность реверсирования передачи, возможность торможения автомобиля двигателем;
- простая конструкция системы управления насосом.

Благодаря указанным преимуществам данная схема получила наиболее широкое распространение и применяется в трансмиссии различных самоходных машин.

2 Регулирование рабочего объема гидромотора.

Так как при $\omega_n > 0$ получаем $Q_n > 0$, то ω_{zm} не может быть снижена до нуля.

Поэтому для обеспечения плавного трогания автомобиля необходимо использовать систему дроссельного регулирования либо применять фрикционную муфту для отключения привода насоса. Второй недостаток – сложность управления рабочим объемом гидромотора, установленного в колесе.



В связи с этим данный вариант практически не применяется.

3 Одновременное регулирование рабочего объема насоса и гидромотора.

Имеет все преимущества первого варианта и позволяет значительно расширить диапазон регулирования. В виду конструктивной сложности применяется редко.

Задание к практическому занятию

Определить передаточное отношение, коэффициент трансформации и КПД при изменении параметра регулирования гидронасоса от 0 до 1 с шагом 0,1 с построением графиков зависимости (параметры элементов ГОП выдаются преподавателем).

Вопросы для самоконтроля

- 1 Структурный состав простейшей ГОП.
- 2 Сравнительный анализ раздельно-агрегатной и моноблочной схем ГОП.
- 3 Определение подачи гидронасоса и расхода гидромотора.
- 4 Определение мощностей на валах гидронасоса и гидромотора
- 5 Передаточное отношение, коэффициент трансформации и КПД ГОП.

7 Определение параметров ЭГПК управления фрикционными ГМП

Электрогидравлические пропорциональные клапаны (ЭГПК) предназначены для плавного включения либо выключения фрикционов гидромеханической передачи в комбинациях и последовательностях, задаваемых электронным блоком управления (ЭБУ) ГМП.

ЭГПК преобразовывает электрический сигнал управления, формируемый ЭБУ ГМП, в поток рабочей жидкости в канале включения фрикциона с давлением, пропорциональным величине сигнала управления.

Принципиальная схема системы управления фрикционными ГМП представлена на рисунке 7.1. Система управления содержит источник подачи рабочей жидкости под давлением 1 (гидронасос с регулятором главного давления), исполнительный гидроцилиндр фрикциона 2, осуществляющий сжатие дисков при его включении, электрогидравлический исполнительный механизм управления фрикционом 3 и электронный блок управления 4 (ЭБУ).



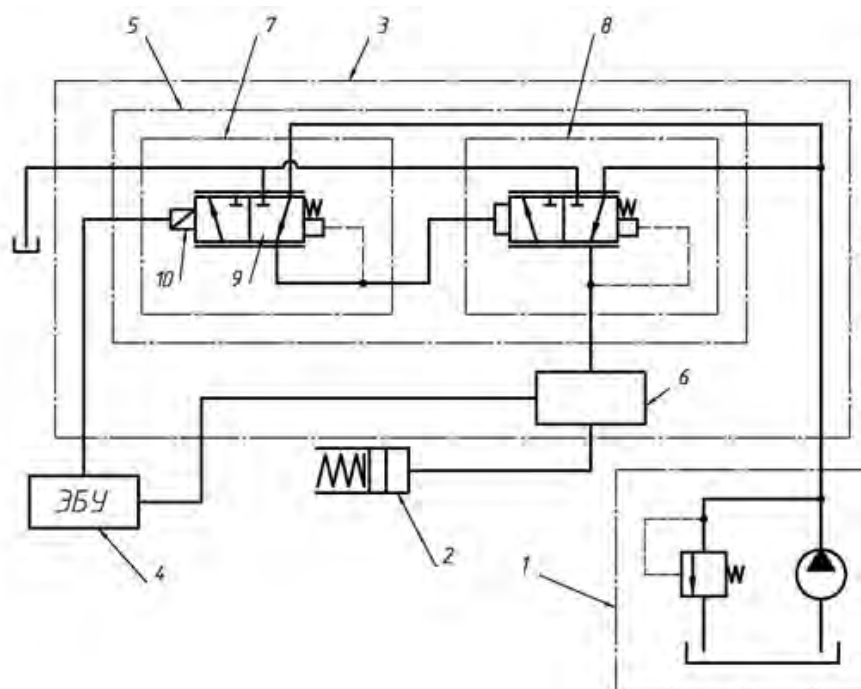


Рисунок 7.1 – Принципиальная схема системы управления фрикционными ГМП
 Конструктивная схема ЭГПК представлена на рисунке 7.2.

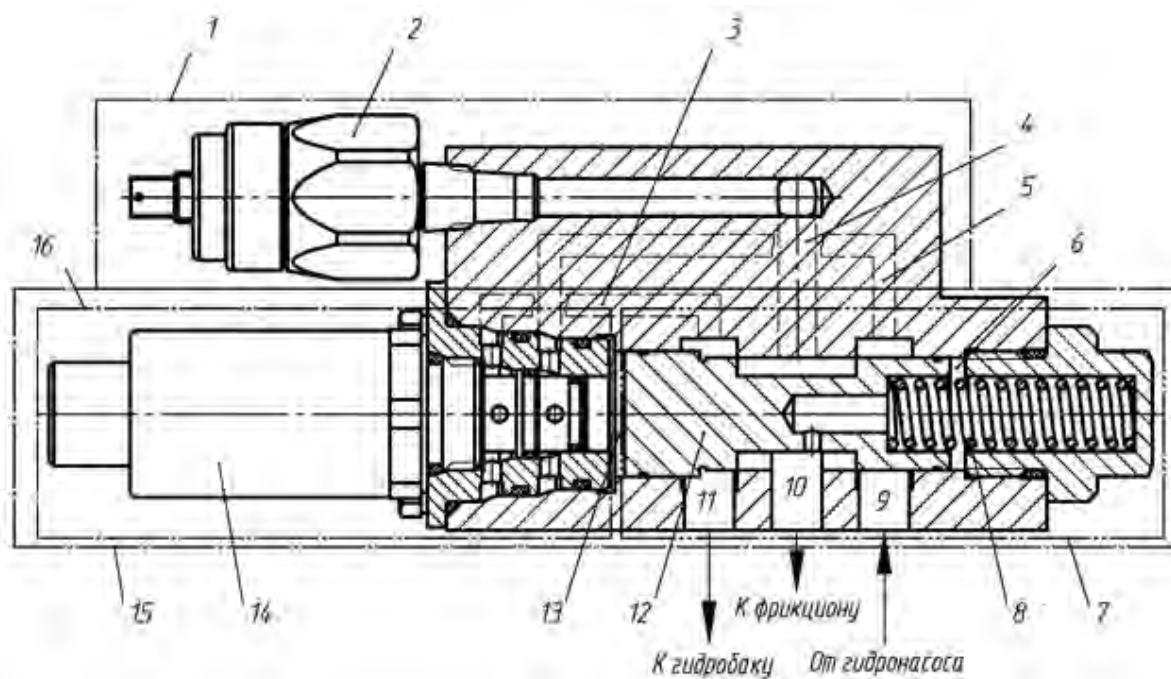


Рисунок 7.2 – Конструктивная схема ЭГПК

ЭГПК состоит из регулятора давления 15 и датчика давления 1. Вход механизма управления фрикционом 9 соединен гидролинией с источником подачи рабочей жидкости под давлением (гидронасосом с регулятором главного давления), а выходы 10 и 11 соединены гидролиниями с гидроцилиндром фрикциона и с гидробаком соответственно.

Регулятор давления состоит из электрогидравлического пилотного клапана 16 и регулятора-распределителя 7. Пилотный клапан 16 выполнен в виде электрогидравлического пропорционального клапана (ЭГПК) 14, который состоит из пропорционального электромагнита и трехлинейного многопозиционного гидрораспределителя. Регулятор-распределитель 7 представляет собой четырехлинейный многопозиционный гидроаппарат золотникового типа.

В процессе регулирования давления ЭБУ формирует величину силы тока на обмотке электромагнита пропорционального клапана 14 по заданному закону в соответствии с алгоритмом управления. По тому же закону изменяется и величина давления жидкости в полости управления 13. При этом золотник совершает колебания относительно своего нейтрального положения, увеличивая давление в выходном канале 10 в соответствии с давлением в полости управления 13.

Для выключения фрикциона ЭБУ формирует команду на обесточивание обмотки электромагнита пропорционального клапана 14, запорно-регулирующий элемент которого сообщает полость управления 13 со сливной гидролинией 5. Снижение давления в полости управления 13 позволяет золотнику 12 переместиться влево и соединить выходную гидролинию 10 с гидробаком. Давление в гидроцилиндре фрикциона при этом падает до нуля.

Регулятор-распределитель ЭГПК состоит из корпуса, золотника и возвратной пружины (рисунок 7.3). Золотник имеет два пояска разных диаметров $d_{з.м}$ и $d_{з.б}$. Соответственно площадь левого и правого торцов золотника равны $A_{з.м}$ и $A_{з.б}$. На левой торцевой части большего диаметра действует давление $p_{пил}$, создаваемое пилотным пропорциональным электромагнитным клапаном. На правый торец действуют совместно усилие возвратной пружины $F_{пр}$ и давление рабочей жидкости, поступающей из полости C через канал обратной связи.

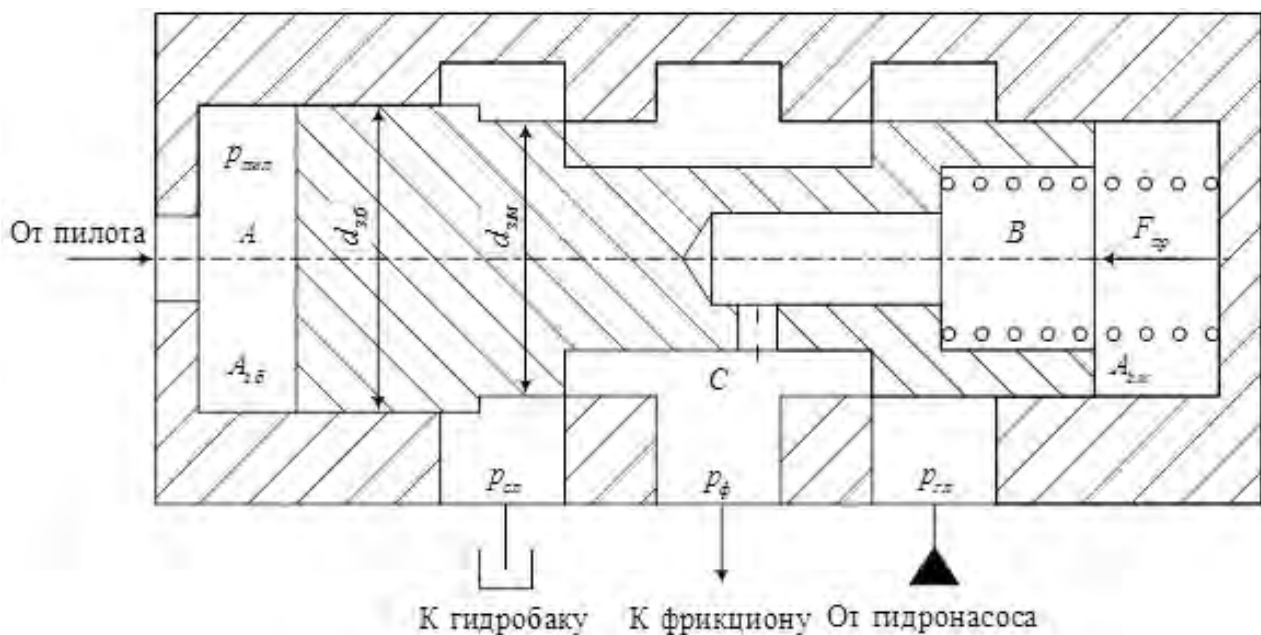


Рисунок 7.3 – Принципиальная схема регулятора-распределителя ЭГПК

Необходимое максимальное усилие возвратной пружины золотника, т. е. усилие пружины при максимальном перемещении золотника, определяется из условия обеспечения максимального проходного сечения на этапе быстрого заполнения при падении давления в главной гидролинии до величины $p_{зл} = 0,7$ МПа. Для этого записывается условие равновесия золотника регулятора-распределителя:

$$A_{з.б} p_A = A_{з.м} p_B + F_{пр}, \quad (7.1)$$

где p_A – давление рабочей жидкости в полости A , Па;

p_B – давление рабочей жидкости в полости B , Па;

$F_{пр}$ – усилие возвратной пружины регулятора-распределителя, Н.

На этапе быстрого заполнения давление в полостях A и B можно принять равным давлению в главной гидролинии, т. е. $p_A = p_B = p_{зл}$ (напорная щель регулятора давления полностью открыта). Выразив усилие возвратной пружины из формулы (7.1), получим необходимое максимальное усилие пружины

$$F_{пр.макс} = p_{зл} (A_{з.б} - A_{з.м}). \quad (7.2)$$

Для определения усилия пружины в левом крайнем положении золотника необходимо знать его максимальное перемещение. Выбор максимального перемещения осуществляется из условия обеспечения необходимого проходного сечения рабочей питающей и сливной магистралей.

Площади проходных сечений регулятора-распределителя и эквивалентных дросселей определяются по формулам

$$A_{пр.с.напор} = \pi d_{з.м}^2 h_{з.напор}; \quad (7.3)$$

$$A_{пр.с.слив} = \pi d_{з.м}^2 h_{з.слив}; \quad (7.4)$$

$$A_{др.экв.напор} = \frac{\pi d_{др.экв.напор}^2}{4}; \quad (7.5)$$

$$A_{др.экв.слив} = \frac{\pi d_{др.экв.слив}^2}{4}, \quad (7.6)$$

где $A_{пр.с.напор}$, $A_{пр.с.слив}$ – площади проходных сечений, открываемых золотником при его полном перемещении в правую и левую стороны соответственно;



$h_{з.напор}$, $h_{з.слив}$ – максимальные перемещения золотника из нейтрального положения, при котором одновременно закрыты сливная и напорная магистрали, в крайнее правое и крайнее левое положения соответственно;

$A_{др.экв.напор}$, $A_{др.экв.слив}$ – площади требуемого эквивалентного дросселя напорной и сливной магистралей соответственно;

$d_{др.экв.напор}$, $d_{др.экв.слив}$ – диаметры требуемого эквивалентного дросселя напорной и сливной магистралей соответственно.

Для выбора параметров возвратной пружины и диаметров поясков золотника запишем условие отсутствия дросселирования потока рабочей жидкости на этапе быстрого заполнения гидроцилиндра фрикциона при условии снижения давления в главной гидромагистрали до значения $p_{зл} = 0,7$ МПа :

$$F_{пр.необх} \leq p_{зл} (A_{з.б} - A_{з.м}), \quad (7.7)$$

где $F_{пр.необх}$ – необходимое усилие возвратной пружины при максимальном перемещении золотника.

При выборе параметров пружины и диаметров поясков золотника необходимо учесть, что, с одной стороны, пружина должна иметь максимально возможную жесткость для увеличения собственной частоты колебаний, а с другой стороны, усилие пружины не должно превышать значение $F_{пр.необх}$.

Задание к практическому занятию

Определить параметры пружины и диаметры поясков золотника ЭГПК управления фрикционом ГМП. Главное давление $p_{гл} = 1,6$ МПа, максимальная подача гидронасоса $Q_{max} = 120$ л/мин.

Вопросы для самоконтроля

- 1 Назначение ЭГПК.
- 2 Основные элементы ЭГПК.
- 3 Принцип действия ЭГПК.
- 4 Методика определения параметров возвратной пружины и диаметров поясков золотника ЭГПК.

8 Построение алгоритма управления САУ ГМП

Алгоритм управления системы автоматического управления (САУ) ГМП реализуется электронным блоком управления (ЭБУ). В качестве ЭБУ используются микропроцессорные контроллеры.

Управляющая программа контроллера хранится в энергонезависимой памяти. После включения замка зажигания двигателя программа запускается на



выполнение, обеспечивая автоматическое функционирование контроллера. В процессе работы контроллер опрашивает датчики системы управления, осуществляет обработку полученной информации согласно заданному алгоритму, формирует и выполняет команды управления электрогидравлическими пропорциональными клапанами управления фрикционными ГМП.

Функциональные возможности управляющей программы контроллера обеспечивают:

- инициализацию аппаратных средств контроллера при его подключении к источнику питания;
- сбор информации с датчиков и органов управления карьерным самосвалом;
- формирование сигналов на переключение передач и блокировку/разблокировку гидротрансформатора (ГДТ) в автоматическом режиме управления ГМП;
- формирование сигналов на переключение передач и блокировку/разблокировку ГДТ в командном режиме управления ГМП;
- диагностику технического состояния датчиков и электрогидравлических пропорциональных клапанов;
- предстартовый контроль правильности подключения датчиков давления и пропорциональных клапанов управления фрикционными гидромеханической передачи;
- формирование аварийного управления гидромеханической передачей при одновременном включении двух передач, при проскальзывании фрикционов на передаче, в случае, когда фрикцион выключаемой передачи не разомкнулся, либо когда фрикцион включаемой передачи не замкнулся;
- формирование сигналов управления двигателем во время переключения передач с целью снижения нагрузок на трансмиссию самосвала;
- отображение на многофункциональной панели индикации информационных сообщений о режимах работы гидромеханической передачи и результатах диагностирования компонентов ГМП;
- визуальный интерфейс пользователя для настройки режима и редактирования параметров управления ГМП.

Управляющая программа контроллера представляет собой программный комплекс, состоящий из главной программы и множества взаимодействующих программных блоков.

Пример алгоритма управления ГМП представлен на рисунке 8.1.



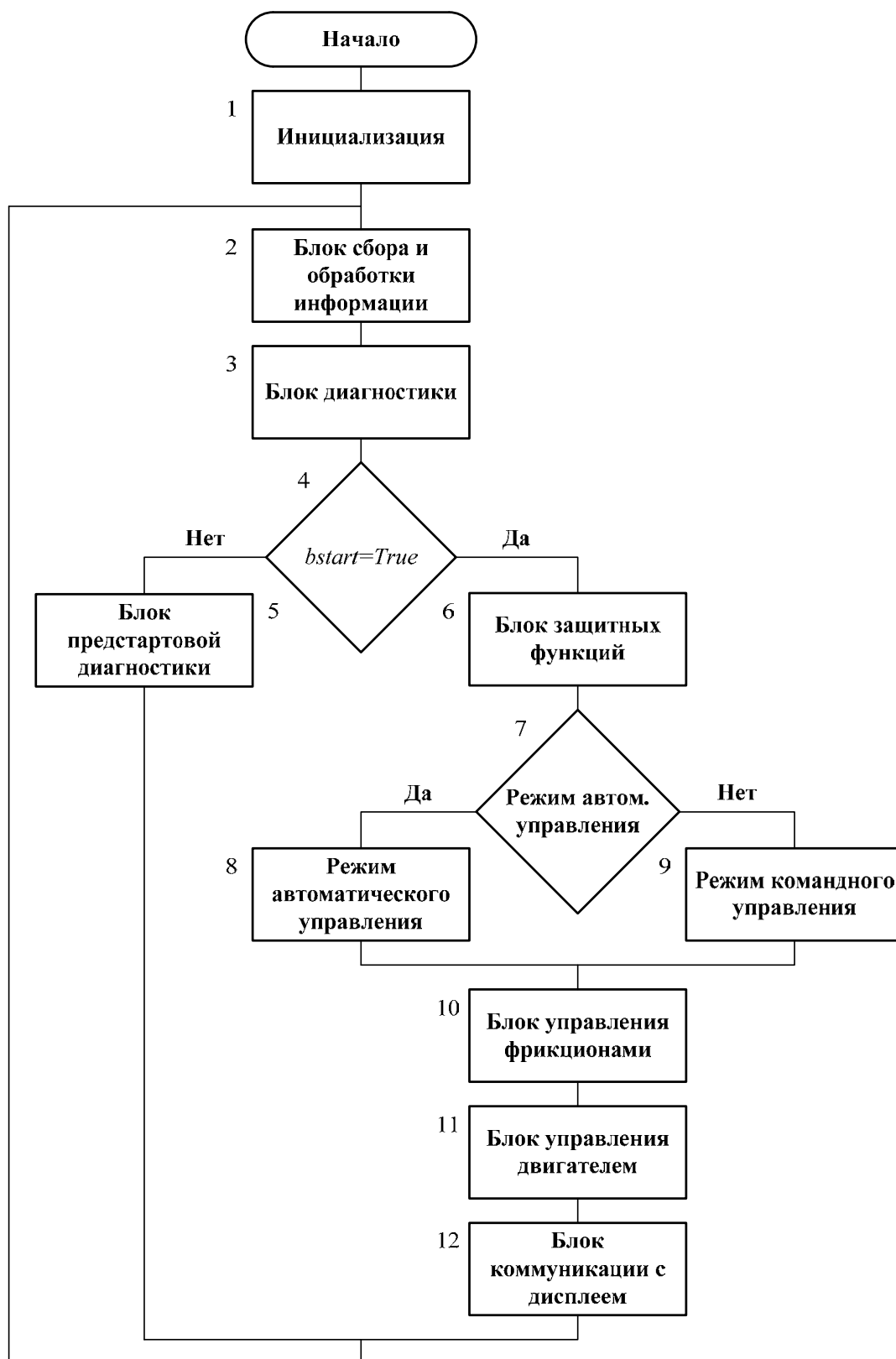


Рисунок 8.1 – Алгоритм управления ГМП

При включении питания контроллера управления ГМП выполняются инструкции, описанные в блоке инициализации 1. Блок инициализации выполняется только на первом цикле работы контроллера. В блоке инициализации выполняются следующие действия:

- задается время цикла контроллера;
- инициализируются частотные, аналоговые, температурные входы и выходы с широтно-импульсной модуляцией;
- инициализируется CAN-шина контроллера;
- считывается массив параметров управления из энергонезависимой памяти EEPROM.

После выполнения блока инициализации все последующие блоки выполняются циклически с заданным периодом, равным времени цикла.

В блоке сбора и обработки информации 2 осуществляется опрос частотных, аналоговых, дискретных и температурных входов контроллера с последующей обработкой полученных сигналов. Обработка сигналов подразумевает преобразование электронных сигналов, полученных с соответствующего входа, в физические величины, используемые для управления ГМП. Также в этом блоке считывается и расшифровывается информация из CAN-шины карьерного самосвала.

В блоке диагностики 3 выполняется диагностирование состояния механических элементов ГМП. Также в этом блоке выполняются функции диагностирования электронных компонентов ГМП, таких как датчики, электромагнитные пропорциональные клапана, контроллер.

Далее алгоритм разделяется на два русла (блок 4). В случае первого цикла работы контроллера (логическая переменная $bstart = False$) выполняется программа предстартовой диагностики (блок 5). В данной программе по заданному алгоритму производится проверка правильности подключения электромагнитных клапанов и датчиков давления, и диагностируются неисправности гидравлической системы управления фрикционными, такие как, например, недостаточное давление в главной гидромагистрали, заклинивание золотников исполнительных механизмов управления фрикционными ГМП, значительные утечки рабочей жидкости в гидромагистралях и других элементах гидравлической системы. Если в блоке предстартовой диагностики не было обнаружено неисправностей МСАУ, то в ГМП включается нейтраль и переменной $bstart$ присваивается значение $True$.

Второе русло алгоритма выполняется после необходимого цикла проверок в программе предстартовой диагностики. Это русло включает в себя блок защитных функций 6 и блоки формирования сигналов управления в командном и автоматических режимах 8 и 9 соответственно.

Блок защитных функций 6 представляет собой комплекс защитных функций, позволяющих сохранить общую работоспособность системы при возникновении аварийных режимов работы, таких как пробуксовывание фрикциона вследствие его износа либо недостаточного давления, непредусмотренная комбинация включенных фрикционов, выход из строя электромагнитов исполнительного механизма управления фрикционом либо недостаточное давление рабочей жидкости в главной гидромагистрали.



В процессе переключения передач и после него САУ ГМП на основе анализа сигналов с датчиков частоты вращения турбинного, промежуточного и выходного валов коробки передач и датчиков давления в каналах управления фрикционными элементами осуществляет контроль состояния следующих элементов системы управления ГМП:

- контроль комбинации включаемых электромагнитов на каждой передаче;
- контроль комбинации включаемых и выключаемых фрикционов на каждой передаче;
- контроль относительной скорости скольжения фрикционов;
- контроль передаточного числа коробки передач.

При возникновении непредусмотренной комбинации включения электромагнитов исполнительных механизмов управления фрикционными ГМП до начала движения отображается соответствующая информация на блоке индикации, запрещается включение передач до устранения неисправности.

Если непредусмотренная комбинация включения электромагнитов возникает в движении самосвала, тогда САУ ГМП выводит систему в нейтральное положение с обесточиванием всех электромагнитов через 5 с после вывода предупреждающей информации на блок индикации. Движение разрешается после остановки самосвала с выводом избирателя режимов в нейтральное положение и устранения неисправности. Установка рычага селектора выбора передач в положение «N» отменяет защиту по цепям управления.

Контроль комбинации включаемых и выключаемых фрикционов проводится по наличию давлений в каналах подачи рабочей жидкости в гидроцилиндры фрикционов. При возникновении непредусмотренной комбинации включаемых или выключаемых фрикционов САУ ГМП выдает на блок индикации соответствующее сообщение об аварийном состоянии с отображением вида неисправности и запрещает переключение передач до ее устранения.

Если такая неисправность возникает при движении автомобиля, то САУ ГМП выдает на блок индикации сообщение об аварийном состоянии, отключает блокировку ГТ, а движение разрешается только на исправной передаче. При невозможности движения САУ переводит коробку передач в нейтральное положение через 5 с после вывода предупреждающей информации на блок индикации. После остановки разрешается аварийное управление при исправных первой передаче переднего хода и передаче заднего хода.

В блоках формирования сигналов управления 8 и 9 на основании режима движения автомобиля, уровня его загрузки, положения рычага селектора переключения передач, угловой скорости турбинного колеса ГДТ и выходного вала ГМП и других факторов алгоритм формирует сигнал на переключение передач либо блокирование/разблокирование ГДТ.

В блоке управления фрикционными 10 контроллер по заданному алгоритму осуществляет управление давлением в гидроцилиндрах фрикционов. Управление осуществляется за счет подачи сигнала в режиме широтно-импульсной модуляции на электромагнитные пропорциональные пилотные клапана исполнительных механизмов управления фрикционными. В данный блок алгоритм заходит



только при наличии сигнала о переключении передач либо блокировании/разблокировании ГДТ.

В блоке управления двигателем 11 контроллер формирует пакет данных, передаваемых по CAN-шине контроллеру управления двигателем. Управление двигателем осуществляется только при переключении передач, чтобы снизить динамические нагрузки, и при аварийных режимах функционирования ГМП, чтобы снизить подачу топлива и тем самым снизить его скорость и нагрузки в трансмиссии.

В блоке коммуникации с дисплеем 12 осуществляется формирование пакета данных для передачи по CAN-шине в блок управления дисплеем. На дисплей передается информация о текущей скорости, частоте вращения двигателя, температуре рабочей жидкости ГМП и охлаждающей жидкости двигателя, давлении масла в главной гидромагистрали управления фрикционными, гидродинамическом трансформаторе, системе смазки. Также передается информация о состоянии стояночного тормоза, грузовой платформы, текущих ошибках и предупреждениях. По запросу со стороны дисплея в CAN-шину отправляется пакет данных, содержащий таблицу неисправностей системы.

Задание к практическому занятию

Изучить основные функции элементов алгоритма управления САУ ГМП на примере легкового автомобиля.

Вопросы для самоконтроля

- 1 Назначение САУ ГМП.
- 2 Основные блоки алгоритма управления САУ ГМП.
- 3 Система диагностирования САУ ГМП.
- 4 Формирование сигналов управления фрикционными ГМП.
- 5 Защитные функции алгоритма управления САУ ГМП.



Список литературы

1 Диагностирование гидромеханических передач мобильных машин : [монография] / Под общ. ред. В. П. Тарасика. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – 511 с.

2 **Нагайцев, М. В.** Автоматические коробки передач современных легковых автомобилей : учебное пособие / М. В. Нагайцев – Москва : Легион-Автодата, 2000. – 125 с. : ил.

3 Автоматические системы транспортных средств: учебник / В. В. Беляков [и др.] – Москва: Форум: НИЦ ИНФРА-М, 2015. – 352 с.

4 **Острецов, А. В.** Роботизированные коробки передач и вариаторы. Конструкция / А. В. Острецов, В. В. Бернацкий, А. Е. Есаков. – Москва: НИЦ ИНФРА-М, 2014. – 95 с.

5 **Богатырева, А. В.** Электронные системы мобильных машин: учебное пособие / Богатырева А. В. – Москва : НИЦ ИНФРА-М, 2016. – 224 с.

6 К вопросу о выборе параметров двухпоточной гидромеханической передачи для промышленных и лесопромышленных тракторов / В. М. Шарипов [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. – 2015. – № 3. – С. 8–14.

