

отдельно для эталонных условий $\Pi_{\text{тнэ}}$. Разность между ними и есть величина экологических потерь от выбросов: $\Pi_{\text{т}} = \Pi_{\text{тнн}} - \Pi_{\text{тнэ}}$, у. е./год.

ВЫВОД

Предложенная методика позволяет оптимизировать принимаемые решения по организации дорожного движения по величине экологических потерь.

ЛИТЕРАТУРА

1. Врубель Ю. А. Потери в дорожном движении. – Мн: БНТУ, 2002. – 306 с.
2. Нормативно-техническая документация по определению выбросов вредных веществ. – Мн., 2004. – 34 с.
3. Инструкция о порядке исчисления и уплаты налога за пользование природными ресурсами (экологического налога) от 28.05.2003 г. № 28.

УДК 629.113–585

ДИСТАНЦИОННОЕ УПРАВЛЕНИЕ СЦЕПЛЕНИЕМ АВТОМОБИЛЯ

Канд. техн. наук ЗАХАРИК Ю. М., докт. техн. наук, проф. РУКТЕШЕЛЬ О. С.,
канд. техн. наук ЗАХАРИК А. М.

Завод автомобильных прицепов и кузовов,
Белорусский национальный технический университет

В широком смысле «дистанционными» являются все существующие приводы сцепления, так как водитель с помощью органа управления сцеплением, например педали, управляет сцеплением транспортного средства на определенном расстоянии. К данным приводам относятся: гидравлические, механические, пневмомеханические и гидропневматические приводы сцепления. Однако для ряда транспортных средств, например многозвенных или сочлененных автопоездов, технологического транспорта, автобусов, расстояние от органа управления до вилки сцепления или нескольких синхронно управляемых сцеплений превышает 15 м. В этом случае возникает проблема дистанционного управления сцеплением: реализация исполнительным механизмом сцепления управляющего воздействия водителя с заданной точностью. Названные выше приводы не обеспечивают решение данной проблемы в полном объеме.

Для дистанционного управления сцеплением разработаны электропневмоприводы (рис. 1).

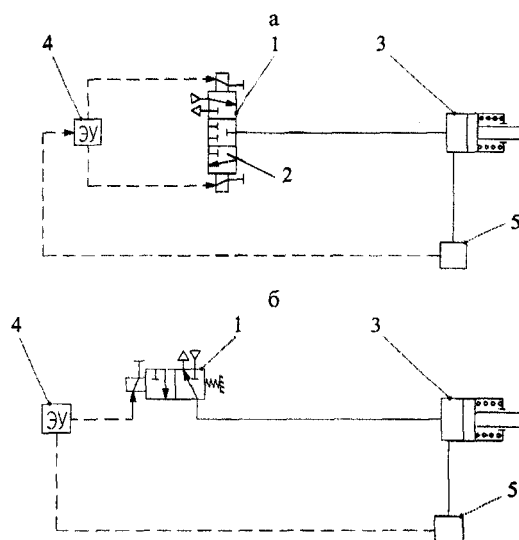


Рис. 1. Принципиальные схемы электропневматического привода сцепления: а – на базе трехпозиционного электромагнитного клапана; б – на базе двухпозиционного электромагнитного клапана; 1 – клапан впуска; 2 – клапан выпуска; 3 – исполнительный цилиндр; 4 – электронное устройство; 5 – датчик обратной связи

Различия в них обусловлены конструктивными особенностями электромагнитных клапа-

нов. При использовании жидкости в качестве энергоносителя предлагается электрогидравлический дистанционный привод сцепления (рис. 2). В приводах клапанов 1 и 2 в соответствии с командами электронного устройства 4 изменяется давление в рабочей полости исполнительного цилиндра 3, фиксируемое датчиком 5. Связь между органом управления и приводом сцепления – электрическая, и водитель управляет сцеплением «по проводам».

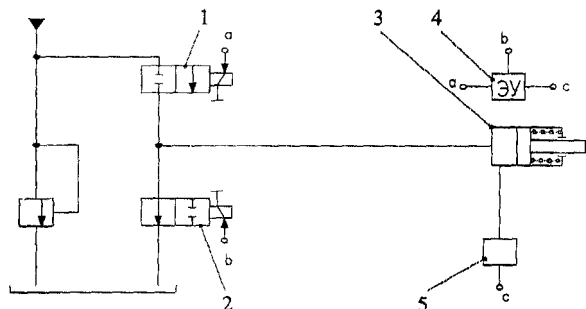


Рис. 2. Принципиальная схема электрогидравлического привода сцепления (обозначения – на рис. 1)

При дистанционном управлении сцеплением регулируемым параметром является перемещение h штока исполнительного цилиндра (рис. 2) или давление p в его рабочей полости. Последний параметр допускается использовать как датчик обратной связи в случае обеспечения стабильных характеристик исполнительного цилиндра, исключающих или сводящих к минимуму влияние сил трения на перемещение его штока, а также в случае относительно низкой инерционности подвижных элементов исполнительного механизма. В случае диафрагменных сцеплений в их приводе предлагается использовать в качестве регулируемых или два последних параметра одновременно, или какой-либо один из них при пошаговом вычислении dp/dh и последующем сравнении его с жестко заданной в запоминающем устройстве электронного блока управления характеристикой $p = \psi(h)$. Одновременное использование двух параметров необходимо также для диагностики состояния исполнительного механизма сцепления.

Разработанные схемы электроприводов сцепления могут реализовать различные способы управления исполнительным механизмом.

При переключении передач принимаются релейное размыкание и замыкание сцепления

путем подачи и сброса давления воздуха в рабочей полости исполнительного цилиндра.

Схематично работу управляющего релейного элемента в этом случае можно представить в виде циклов замыкания-размыкания двух ключей K1 и K2. Ключ K1 управляет электромагнитом клапана впуска, ключ K2 – выпуска воздуха. Два ключа коммутируются на бортовое напряжение автомобиля U_n . Двухпозиционные клапаны в этом случае имеют только два состояния: включенное и выключенное (обесточенное).

При замыкании и размыкании ключа K1 на электромагнитный клапан впуска подается единичный электрический импульс прямоугольной формы. Клапан перемещается в крайнее верхнее (открытое), затем в крайнее нижнее исходное (закрытое) положение. За промежуток времени, когда клапан находится в открытом положении, в рабочую полость исполнительного цилиндра из ресивера поступает заданное количество сжатого воздуха, определяемое параметрами клапана и длительностью единичного импульса. Происходит фаза наполнения. Аналогично при замыкании и размыкании ключа K2 осуществляется фаза опорожнения. В случае, если оба ключа K1 и K2 обесточены, наступает фаза выдержки.

Релейный элемент, на основе которого построен алгоритм переключения передач, имеет нулевые пороговые значения: $a_0 = 0$. Это означает, что управляющее воздействие U изменяется скачком при изменении знака управляющего сигнала ζ . При нулевом значении управляющего сигнала ζ управляющее воздействие U равно нулю

$$U(t) = U_n \text{sign} \zeta.$$

Алгоритм управления сцеплением при переключении передач приведен на рис. 3. При значительной простоте реализации названный выше релейный элемент, подвергая исполнительный механизм сцепления максимальному постоянному управляющему воздействию, обеспечивает для переключения передач требуемое время.

Задача плавного трогания автомобиля с места требует регулирования энергетического состояния исполнительного цилиндра сцепления. Реализация данной задачи приводит к необходимости регулирования интенсивности из-

менения силы тока I , подаваемого на обмотки электромагнитов клапанов, в зависимости от характера управляющего воздействия. Такое изменение силы тока преобразуется в пропорциональное перемещение якоря электромагнита, в конечном итоге – в соответствующее изменение давления в рабочей полости исполнительного цилиндра.

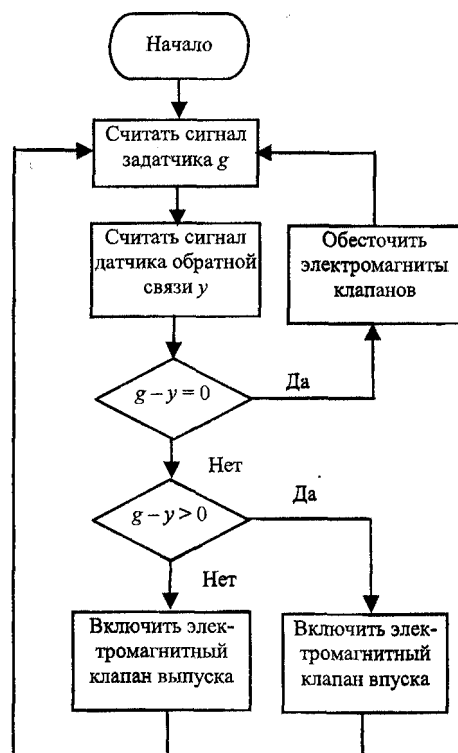


Рис. 3. Алгоритм управления сцеплением при переключении передач

Пусть U – управляющее воздействие электрораспределителя (гидропневмораспределителя; различного типа клапанов, выполняющих функцию распределителя) на исполнительный механизм сцепления. Отнесем к входному воздействию ζ на систему управления разность сигналов датчика g (положения органа управления, задаваемого водителем) и регулируемой величины y , возникающую при некотором возмущении f (например, изменении массы автомобиля или дорожного сопротивления).

Тогда в общем виде закон управления исполнительным механизмом сцепления будет выглядеть следующим образом:

$$U = F(g, y, f, \zeta, dg/dt, dy/dt, df/dt, d\zeta/dt, \int g dt, \int y dt, \int f dt, \int \zeta dt).$$

Для различных режимов движения данная зависимость может иметь несколько решений.

С учетом имеющихся в настоящее время технических возможностей реализации электроприводами алгоритмов управления сцеплением предлагается интегральный закон управления

$$U^* = \beta_1 \zeta + \beta_2 d\zeta/dt + \beta_3 \int \zeta dt \text{ или } U^* = U_1^* + U_2^* + U_3^*,$$

где β_i – весовые коэффициенты ($i = 1...3$); $U_1^* = \beta_1 \zeta$; $U_2^* = \beta_2 d\zeta/dt$; $U_3^* = \beta_3 \int \zeta dt$.

Первая составляющая интегрального закона управления U_1^* определяет пропорциональное изменение управляющего воздействия U в зависимости от величины входного воздействия ζ . Степень данного изменения определяется весовым коэффициентом β_1 . Оптимальное значение величины β_1 , а также характер зависимости $U_1^* = F_1(\zeta)$, которая может быть нелинейной, выбирается исходя из обеспечения устойчивой работы системы управления сцеплением. При этом необходимо иметь в виду, что чрезмерное увеличение запаса устойчивости ухудшает качество регулирования, так как при этом затягивается переходный процесс в системе и увеличивается динамическая ошибка регулирования.

Необходимость наличия второй составляющей U_2^* интегрального закона управления объясняется следующим образом. Первая составляющая U_1^* оказывает на процесс регулирования сцепления существенное управляющее воздействие, когда регулируемая величина y уже имеет значительное отклонение от заданного значения, т. е. система управления сцеплением реагирует исключительно на имеющееся в данный момент отклонение сигнала датчика f от регулируемой величины y . С целью обеспечения возможности формирования управляющего воздействия U , упреждающего ожидаемые отклонения регулируемой величины, вводится в закон управления дифференциальная составляющая U_2^* с постоянной времени дифференцирования β_2 . В этом случае закон управления дополнительно формирует управляющее воздействие $U_2(t)$ пропорционально скорости изменения входного воздействия ζ .

Предположим, угол поворота педали управления двигателем α_d является задающим сигналом g системы управления. Тогда в случае, если водитель резко изменил положение педали управления, значение $d\zeta/dt$ увеличивается, следовательно, резко возрастает величина управляющего воздействия U и наблюдается интенсивное трогание автомобиля с места. В случае плавного изменения водителем положения педали управления двигателем алгоритм регулируемого включения сцепления определяется первой составляющей интегрального закона управления U_1^* .

Необходимо отметить, что управляющее воздействие U формируется в зависимости от разности значений g и y , а не от абсолютного значения g . Данное обстоятельство позволяет комплексно учитывать инерционность привода, корректируя управляющее воздействие U в зависимости от текущего значения y . Более того, если регулируемая величина y в какой-то момент времени начнет быстро отклоняться от заданного значения в ту или иную сторону, что эквивалентно поступлению значительного возмущения, то формируется управляющее воздействие, стремящееся данное возмущение исключить. Такая ситуация может возникнуть, если, например, величина ускорения автомобиля не соответствует задаваемому водителем темпу разгона автомобиля из-за резкого изменения дорожного сопротивления.

Таким образом, при большой скорости отклонения входной величины ζ , когда в начальный момент времени первая составляющая интегрального закона управления оказывает слабое управляющее воздействие U , появляется возможность оказывать существенное регулирующее воздействие на сцепление, интенсивно ликвидируя тем самым ошибку регулирования, вызванную изменением либо величины g , либо величины y . Чем больше возмущающее действие и отклонение регулируемой величины y от сигнала датчика g , тем больше регулирующее воздействие U , направленное на нейтрализацию данного возмущения.

Третья составляющая интегрального закона управления U_3^* определяет пропорциональное

изменение управляющего воздействия U , равного интегралу от входной величины ζ . Весовой коэффициент β_3 определяет степень ввода в закон управления данного интеграла. В случае скачкообразного изменения угла поворота педали управления двигателем α_d привод сцепления сначала мгновенно перемещает шток его исполнительного цилиндра на величину, определяемую составляющей U_1^* закона управления, пропорционально входному отклонению ζ_0 , после чего шток исполнительного цилиндра за период времени, определяемый величиной U_3^* , дополнительно перемещается в том же направлении со скоростью ζ_0/T_n , где T_n – постоянная времени интегрирования.

Интегральный закон управления, определяющий режим плавного включения сцепления при условии отсутствия колебаний в его приводе, имеет вид

$$U(t) = 0,5 U^* [\text{sign}(\zeta - a_0) + \text{sign}(\zeta + a_0)]. \quad (1)$$

Здесь изменение управляющего сигнала $\zeta(t)$ в пределах $-a_0 \dots a_0$ не вызывает изменения управляющего воздействия $U(t)$.

Тогда в момент достижения регулируемой величиной y зоны нечувствительности $-a_0 \dots a_0$ должна быть задана команда на отключение электромагнитных клапанов привода. Изменение данной команды не должно происходить при выполнении условия (1). Следовательно, привод не может обеспечить совпадения значения регулируемой величины y с сигналом датчика g , и соответственно появляется ошибка регулирования $\Delta = g - y$. Исключение указанной ошибки регулирования Δ обеспечивается третьей составляющей интегрального закона управления: через заданный промежуток времени, определяемый коэффициентом β_3 , регулируемая величина y в зависимости от знака ошибки регулирования Δ должна быть увеличена или уменьшена до совпадения с величиной g .

Параметрами настройки интегрального закона управления являются весовые коэффициенты β_i , методика выбора которых должна учитывать соответствующие параметры агрегатов и узлов автомобиля.

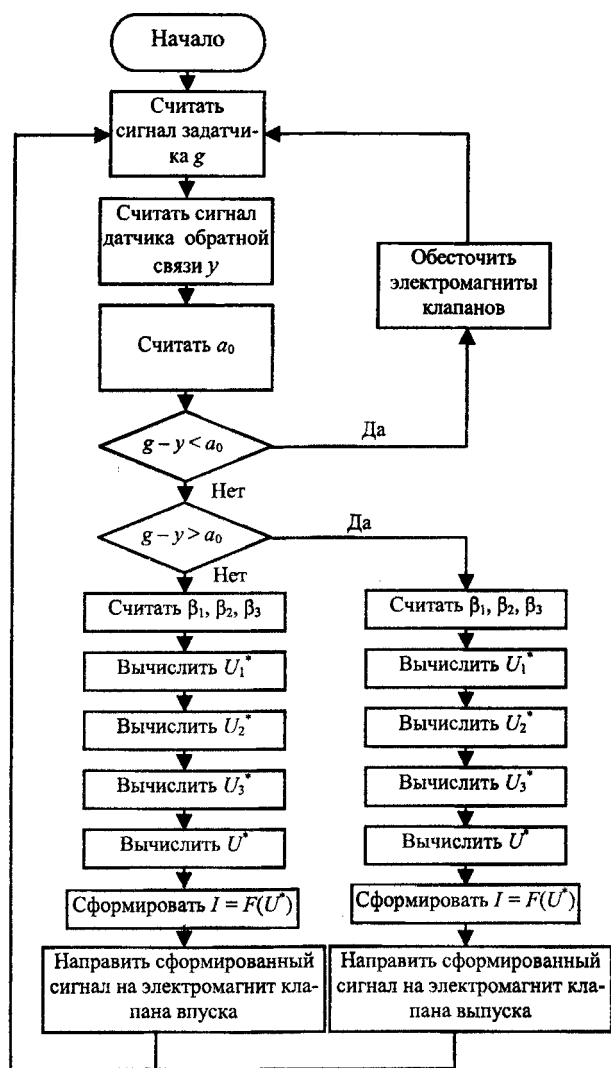


Рис. 4. Алгоритм интегрального закона управления сцеплением

Алгоритм интегрального закона управления сцеплением приведен на рис. 4. Структура указанного алгоритма, как и в первом случае (рис. 3), определяется двумя логическими элементами. Учитывая, что микропроцессор может выполнять операции лишь в последовательном режиме, устанавливается строгая очередность их выполнения. После считывания показаний g и y осуществляется ввод величины порога a_0 . Так как в указанном алгоритме величина a_0 постоянна, ее целесообразно записывать в ПЗУ управляющей микроЭВМ. Управление электромагнитными клапанами осуществляется в соответствии с интегральным законом (1). Период квантования, в течение которого микропроцессор считывает показания датчиков, определяется зависимостью

$$T = F(\tau_n),$$

где τ_n – тактовая скважность микропроцессора.

ВЫВОД

Наиболее перспективным для использования в системах автоматического управления переключением передач является привод управления сцепления, работающий по интегральному закону.