

С.М. БЕЛОВ, канд.техн.наук (БПИ),
С.Д. ГАЛЮЖИН, канд.техн.наук (ММИ)

К ВОПРОСУ ЗАДЕРЖКИ ИНФОРМАЦИОННОГО СИГНАЛА В СИСТЕМАХ АВТОМАТИЧЕСКОГО ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ ТРАКТОРОВ

Для исключения резонансных явлений в трансмиссиях тракторов "Беларусь" система автоматического переключения передач (САПП) не должна реагировать на сигналы, период которых меньше 1,5-2 с [1]. С этой целью гидромеханическая САПП трактора МТЗ-80А была снабжена гидравлическим реле задержки включения передач [2]. Стендовые испытания данной САПП, проведенные в Могилевском машиностроительном институте, показали, что требуемая задержка информационного сигнала обеспечивается лишь при первом переключении передачи. Например, при автоматическом переключении передач рабочего диапазона (моделировалась работа почвообразующего тракторного агрегата общей массой 5600 кг) время задержки сигнала при переключении с VI на VII передачу меньше в 5,3 раза времени задержки при переключении с V на передачу VI.

Начало работы реле определялось по моменту возрастания давления в полости реле p_p . После срабатывания реле давление p_p резко возрастает и начинает работать усилитель информационного сигнала. После срабатывания исполнительного гидроцилиндра, т.е. после открытия слива из рабочей полости реле давление p_p снижается. Однако полной разрядки реле не происходит, p_p снижается только примерно до 0,2 мПа, что становится причиной уменьшения времени задержки при последующих переключениях передач.

С целью анализа причин неудовлетворительной работы реле задержки включения передач составлена расчетная схема процесса возврата САПП в исходное положение после переключения передачи (рис. 1). В конце хода исполнительного гидроцилиндра 4 открывается слив из полостей реле 2 и усилителя 3 через клапан 5. Однако объем полости усилителя меньше объема полости реле почти на порядок, поэтому в расчетах учитываем только последний объем. Кроме того, после переключения передачи золотник аналого-дискретного преобразователя 1 занимает такое положение, при котором полость реле 2 сообщена со сливом также через дроссель 6.

Дифференциальные уравнения процесса разрядки реле имеют вид

$$\left. \begin{aligned} Q_p dt &= S_p dH_p ; \\ S_p dp_p &= c_p dH_p , \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

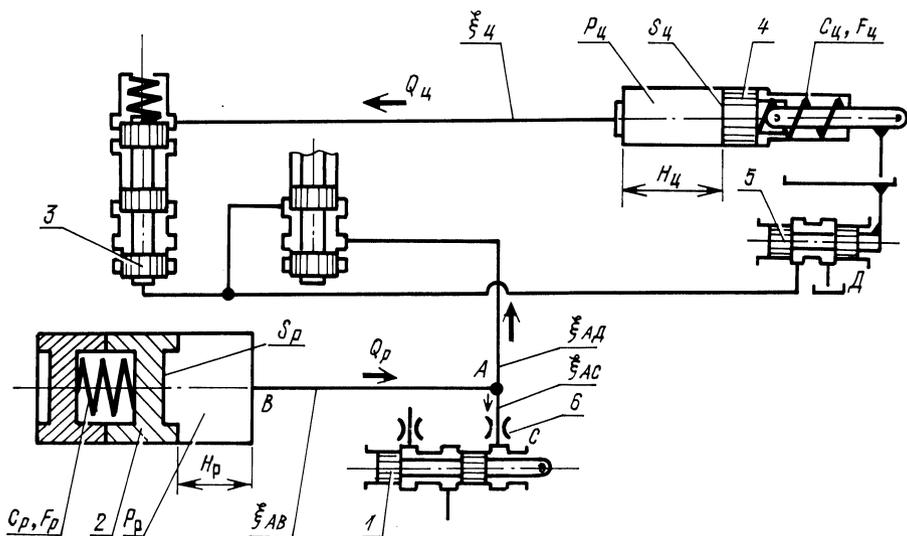


Рис. 1. Расчетная схема возврата САПП в исходное состояние: 1 — аналого-дискретный преобразователь; 2 — реле задержки включения передач; 3 — усилитель информационного сигнала; 4 — исполнительный гидроцилиндр; 5 — клапан слива; 6 — дроссель.

где Q_p — расход масла из полости реле; S_p — площадь поршня реле; dP_p — изменение давления в полости реле при перемещении dH_p поршня; c_p — жесткость пружины реле. При решении уравнений (1) использованы известные методы расчета потерь давления в трубопроводах [3]. Окончательно получено уравнение для расчета времени разрядки реле:

$$t_p = 2S_p^2 (\sqrt{P_{p.н}} - \sqrt{P_{p.к}}) / (c_p \xi_c), \quad (2)$$

где $P_{p.н}$, $P_{p.к}$ — давление в полости реле в начале и в конце разрядки; $P_{p.н} = (F_p + c_p H_p) / S_p$; $P_{p.к} = F_p / S_p$; ξ_c — проводимость магистралей слива:

$$\frac{1}{\xi_c} = \sqrt{\frac{1}{\xi_{AB}^2} + \frac{1}{(\xi_{AC} + \xi_{AD})^2}};$$

F_p — усилие преднатяга пружины реле; H_p — ход поршня реле; ξ_{AB} , ξ_{AC} и ξ_{AD} — проводимости магистралей слива АВ, АС и АД.

В результате вычислений установлено, что для полной разрядки реле необходимо время 7,68 с. Основной объем жидкости сливает-

ся через клапан слива, поэтому определим время его открытия, которое равно времени обратного хода $t_{ц}$ гидроцилиндра. Из расчетной схемы на рис. 1 видно, что уравнение для расчета $t_{ц}$ будет аналогично уравнению (2) :

$$t_{ц} = 2S_{ц}^2 (\sqrt{p_{ц.н}} - \sqrt{p_{ц.к}}) / (c_{ц}\xi_{ц}),$$

где $S_{ц}$ — площадь поршня цилиндра; $c_{ц}$ — жесткость пружины ; $\xi_{ц}$ — расчетная проводимость магистрали слива из цилиндра; $p_{ц.н}$, $p_{ц.к}$ — давление в гидроцилиндре в начале и в конце слива соответственно:

$$p_{ц} = (F_{ц} + c_{ц}H_{ц})/S_{ц}; p_{ц.к} = F_{ц}/S_{ц};$$

$F_{ц}$ — усилие преднатяга пружины цилиндра; $H_{ц}$ — ход поршня цилиндра, при котором открыт клапан слива.

В результате установлено, что $t_{ц} = 0,078$ с, это много меньше t_p . Отсюда и неудовлетворительная работа реле. Для обеспечения полной разрядки реле необходимо, чтобы время обратного хода гидроцилиндра равнялось 7,68 с. Вместе с тем такое длительное приведение САПП в исходное состояние может отрицательно сказаться на эффективности работы агрегата, поскольку при резком увеличении нагрузки двигатель может остановиться прежде, чем включится низшая передача.

Дальнейшие расчеты показали, что за время открытия слива (0,078 с) реле разряжается всего на 3,6 %. Оставшийся объем жидкости опорожняется через дроссель на 64,3 с. Это время соизмеримо с промежутком времени между автоматическими переключениями передач [1]. Очевидно, что в этом случае возможны резонансные режимы в трансмиссии.

Для исключения таких режимов разработаны новые защитные элементы электрогидравлической САПП — селекторы сигналов по длительности [4], принципиально отличающиеся от реле задержки.

Расчетная схема селектора сигналов по длительности приведена на рис. 2. После соединения золотником 1 управляющей полости 2 с магистралью 3 начинается работа селектора 4.

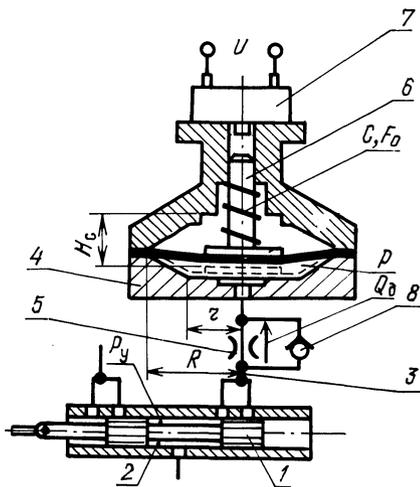


Рис. 2. Расчетная схема селекторов сигналов по длительности.

Дифференциальные уравнения, описывающие процесс работы селектора, имеют вид

$$\left. \begin{aligned} Q_d dt_3 &= \pi dH (R^2 + r^2 + Rr) / 3; \\ S_a dp &= cdH, \end{aligned} \right\},$$

где Q_d — расход, проходящий через дроссель 5; S_a — активная площадь диафрагмы; H — ход толкателя 6; c — жесткость пружины; p — давление в рабочей полости селектора; R и r — размеры элементов рабочей полости селектора.

Процесс работы селектора схож с процессом работы пневматического тормозного цилиндра диафрагменного типа. Поэтому, с учетом рекомендаций работы [5], процесс работы селектора можно разделить на два периода; 1) на участке хода толкателя $0-2/3 H_{ц}$ активная площадь диафрагмы $S_{a1} = \pi (R^2 + r^2 + Rr) / 3$; 2) на участке от $2/3 H_{ц}$ до $H_{ц}$ — $S_{a2} = \pi r^2$, так как диафрагма ложится на стенки полости и ее активная площадь уменьшается. Тогда постоянная времени селектора определится как

$$t_3 = 2\pi S_{a1} \left\{ S_{a1} \left[\sqrt{p_y - F_0/S_{a1}} - \sqrt{p_y - (3F_0 + 2cH)/3S_{a1}} \right] + S_{a2} \left[\sqrt{p_y - (3F_0 + 2cH_c)/3S_{a1}} - \sqrt{p_y - (F_0 + cH_c)/S_{a2}} \right] \right\} / (c\xi_d),$$

где p_y — давление в управляющей полости; F_0 — усилие пружины селектора; ξ_d — проводимость дросселя.

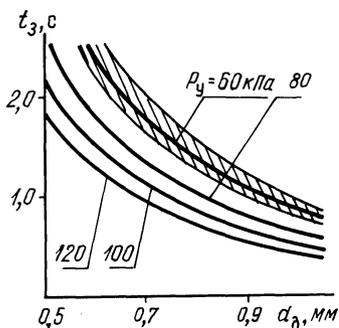


Рис. 3. Зависимость постоянной времени селектора t_3 от диаметра дросселя d_d и давления в управляющей полости аналого-дискретного преобразователя p_y .

Экспериментальные исследования разработанных селекторов выполнены на стенде для испытания топливной аппаратуры, который был оборудован датчиками для измерений отклонения рейки топливного насоса h и давления p_y . Селектор начинает работать при совпадении значения h с пороговым значением аналого-дискретного преобразователя. Давление p_y при этом незначительно уменьшается. В конце работы селектора шток 6 (см. рис. 3) воздействует на микропереключатель 7, на клеммах которого возникает напряжение U .

Результаты эксперимента подтвердили правильность принятого метода расчета селектора. Расчетная кривая не выходит за пределы доверительного

интервала, полученного при статистической обработке экспериментальных данных (рис. 3).

Возврат селектора в исходное положение происходит за время, не превышающее 0,2—0,5 с, поскольку слив рабочей жидкости из его полости происходит через обратный клапан 8 (см. рис. 2).

Стендовые испытания САПП подтвердили надежность работы селекторов, что является одним из условий эффективного функционирования всей системы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ксеневи́ч И.П., Солонский А.С., Войчинский С.М. Проектирование универсально-пропашных тракторов. — Минск: Наука и техника, 1980. — 320 с. 2. А. с. 634980 (СССР). Устройство автоматического переключения передач транспортного средства/И.П. Ксеневи́ч, А.С. Солонский, Е.Н. Козлов и др. — Оpubл. в Б.И., 1978, № 44. 3. Вильнер Я.М., Ковалев Я.Т., Некрасов Б.Б. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. — Минск: Выш. шк., 1976. — 416 с. 4. А. с. 887285 (СССР). Устройство для автоматического переключения передач транспортного средства/В.П. Тарасик, И.П. Ксеневи́ч, П.А. Амелеченко и др. — Оpubл. в Б.И., 1981, № 45. 5. Бухарин Н.А., Прозоров В.С., Щукин М.М. Автомобили: Конструкции, нагрузочные режимы, рабочие процессы, прочность агрегатов автомобиля. — М.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1973. — 504 с.

УДК 629.1.02:681.3.069

Э.И. ЯСЮКОВИЧ, канд. техн. наук (ММИ)

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ХОДОВЫХ СИСТЕМ КОЛЕСНЫХ МАШИН С ПРИМЕНЕНИЕМ ЭВМ

Параметры ходовых систем колесных машин на упругих пневматиках необходимо выбирать таким образом, чтобы обеспечить наилучшую их курсовую устойчивость, плавность хода, устойчивость движения управляемых колес, минимальные усилия в элементах ходовой системы, износ шин и т.д. В связи с большой сложностью указанной задачи в настоящей работе ставится цель разработки методики для оптимизации параметров ходовой системы, обеспечивающих наилучшую курсовую устойчивость колесной машины и устойчивость движения ее управляемых колес, исключая возможность возникновения их автоколебаний.

Экспериментальные исследования с целью решения указанной задачи становятся практически невозможными в виду чрезмерно большого числа опытов, необходимого для реализации плана эксперимента и обеспечения условий адекватности уравнения регрессии [1]. Поэтому наиболее приемлемым в данном случае является применение математических моделей, которые позволяют проводить указанные исследования на современных быстродействующих электронных вычислительных машинах (ЭВМ).