

транзисторах с емкостной связью и переменными характеристиками, обеспечивающий регулирование статистических воспроизводимых воздействий.

5. Системы управления воспроизведением нагрузки должны быть снабжены высококачественными преобразователями информационных параметров, т.е. преобразователями крутящего момента и частоты вращения вала.

6. В системах управления должна быть реализована оперативная обработка поступающей информации, для чего наиболее эффективным является использование микропроцессорной техники.

ЛИТЕРАТУРА

1. Г у с ь к о в В.В. Тракторы: Теория. — Мн., 1977.—Ч. II. 2. А г е е в Л.Е. Основы расчета оптимальных и допускаемых режимов работы машинно-тракторных агрегатов. — Л., 1978. 3. Тракторы: Конструирование и расчет / В.В.Гуськов, И.П.Ксенович, Ю.Е.Атаманов и др. — Мн., 1981. — Ч. III.

УДК 621.226

С.В.СОЛОДЕНКОВ, Ю.Н.ЛАПТЕВ

ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ПОСТОЯННОЙ СКОРОСТИ И СПОСОБЫ ЕЕ ПОВЫШЕНИЯ

В настоящее время все более актуальным становится вопрос обеспечения некоторых агрегатов и приборов наземных транспортных машин переменным током. Для привода генератора, вырабатывающего переменный ток, нельзя использовать обычный вал отбора мощности от единого двигателя наземной машины, так как вал двигателя в процессе работы изменяет частоту вращения в довольно широком диапазоне. Привод генератора осуществляется через так называемые системы постоянной скорости (СПС). Эти системы позволяют поддерживать постоянство частоты вращения вала генератора в заданных пределах при переменной частоте вращения приводного вала во время изменения режимов работы двигателя транспортного средства.

Сейчас СПС для наземных машин, работающие с двигателями внутреннего сгорания (ДВС), серийно не выпускаются. Однако эта задача решена в авиации и на железнодорожном транспорте, где созданы работоспособные СПС пневматического, гидравлического и механического типов. Наиболее распространены двухпоточные гидромеханические СПС (ГСПС).

На Волгоградском тракторном заводе спроектирована целая гамма различных по мощности ГСПС для наземных машин аналогично авиационным. Схема такой ГСПС показана на рис. 1. Система состоит из гидромеханической передачи, которая связывает вал ДВС наземной машины с валом генератора, и включает планетарный редуктор, регулируемый насос 4 и гидромотор 5. Производительность насоса 4 регулируется гидравлическим контуром управления. Контур управления содержит управляющий золотник 2 (ЗУ), соединенный с центробежным маятником 1 (ЦМ) и гидроцилиндр управления 3 (ГЦУ).

При отклонении частоты вращения вала генератора ω_r от заданной за

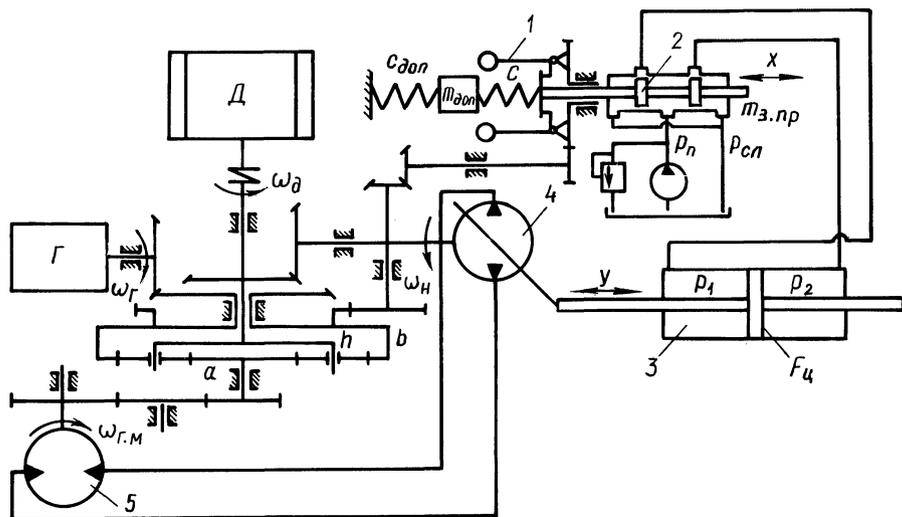


Рис. 1. Гидрокинематическая схема ГСПС с динамическим гасителем колебаний для наземной транспортной машины

счет изменения частоты вращения вала двигателя ω_d контур управления изменяет подачу насоса 4 и, следовательно, передаточное отношение всей гидромеханической передачи. Таким образом, восстанавливается заданная частота вращения генератора.

Как показали испытания опытных образцов, такая система, хорошо отработанная в авиации и на железнодорожном транспорте, на наземной машине оказывается неработоспособной. Это объясняется тем, что диапазон изменения частоты вращения входного вала ДВС и скорость ее изменения на наземных машинах значительно выше. Это приводит к тому, что при разгоне двигателя (например, при переключении передачи) от $\omega_{d\min} = 83,8 \text{ с}^{-1}$ до $\omega_{d\max} = 261,8 \text{ с}^{-1}$ за время, равное 1,5...2 с, в системе появляются незатухающие автоколебания, которые приводят к недопустимым изменениям частоты вращения вала генератора. Необходимо отметить, что изменение нагрузки генератора практически не отражается на процессе регулирования системы, т.е. основным возмущением является ω_d . Таким образом, необходим ряд мер по увеличению запаса устойчивости ГСПС при использовании ее на наземных машинах.

При исследовании ГСПС на устойчивость принимались следующие допущения. Вследствие высокой герметичности гидромашин [1,2] в объемном регулируемом гидроприводе, который является объектом регулирования, можно предположить, что утечки и перетечки рабочей жидкости в них равны нулю. Кроме того, при высоком качестве прокачки и хорошем вакуумировании рабочую жидкость в объемном регулируемом гидроприводе в первом приближении можно считать практически несжимаемой.

При этих допущениях линеаризованная математическая модель ГСПС представляет собой систему четырех уравнений:

$$\left. \begin{aligned}
 m_{з.пр} \Delta \ddot{x} + \nu \Delta \dot{x} + F_p \Delta x &= k_{\omega_r}^n \Delta \omega_r; \\
 k_x^n \Delta x &= F_{ц} \Delta \dot{y} + \frac{V_0}{2E} \Delta \dot{p}_n; \\
 m_n \Delta \ddot{y} + k_{тр}^n \Delta \dot{y} - F_{ц} \Delta p_n &= 0; \\
 \frac{q_{г.м} i_{г.м.а}^h}{2\pi i_{г.б}} \Delta \omega_r &= \frac{q_{н.д} i_{н.д}}{2\pi I} \omega_{д0} \Delta y - \frac{q_{г.м} i_{г.м.а}^b}{2\pi} \Delta \omega_d.
 \end{aligned} \right\} (1)$$

Здесь коэффициенты при отклонениях переменных (Δx , $\Delta \omega_r$, Δy , Δp_n , $\Delta \omega_d$) представляют собой реальные параметры ГСПС, а k_n — коэффициенты линеаризации нелинейных функций в исходных уравнениях (обозначения коэффициентов см. в [1]).

Следует отметить, что коэффициент

$$k_{тр}^n = 4P_{тр} / (\pi d_y \omega) \quad (2)$$

получен методом гармонической линеаризации приведенной силы сухого трения в ГЦУ. Величины a_y и ω являются амплитудой и частотой возможных колебаний штока ГЦУ.

Преобразовав уравнения системы (1) по Лапласу при нулевых начальных условиях и исключив затем изображения всех отклонений, кроме возмущения $\Delta \omega_d(s)$ и выходной величины $\Delta \omega_r(s)$, получим уравнение

$$\begin{aligned}
 \Delta \omega_r(s) \frac{k_p k_{орy}}{(T_p^2 s^2 + 2\xi_p T_p s + 1) T_{г.у} s (T_{ц}^2 s^2 + 2\xi_{ц} T_{ц} s + 1)} - \Delta \omega_r(s) &= \\
 = k_{ор\omega_d} \Delta \omega_d(s). & \quad (3)
 \end{aligned}$$

Здесь $T_{г.у}$, $T_{ц}$, T_p — постоянные времени гидравлического контура управления, ГЦУ и центробежного регулятора; $\xi_{ц}$, ξ_p — коэффициенты относительного демпфирования ГЦУ и центробежного регулятора; k_p , $k_{орy}$, $k_{ор\omega_d}$ — коэффициенты передачи регулятора и объекта регулирования.

Расчет значений постоянных времени ГСПС показывает, что T_p значительно меньше, чем $T_{г.у}$ и $T_{ц}$. Учитывая это, можно уравнение (3), связывающее возмущение $\Delta \omega_d(s)$ и выходную величину $\Delta \omega_r(s)$, записать в упрощенном виде:

$$\Delta \omega_r(s) \frac{k_p k_{орy}}{T_{г.у} s (T_{ц}^2 s^2 + 2\xi_{ц} T_{ц} s + 1)} - \Delta \omega_r(s) = k_{ор\omega_d} \Delta \omega_d(s). \quad (4)$$

Чтобы определить границу устойчивости ГСПС, воспользуемся частотным критерием Михайлова. Для этого необходимо, сделав подстановку $s = j\omega$, при-

равнять левую часть уравнения (4) нулю. В этом случае годограф Михайлова, соответствующий характеристическому полиному, определяемому левой частью уравнения (4), пройдет на комплексной плоскости через начало координат. Полученное таким образом уравнение определяет условия, при которых в ГСПС будут иметь место незатухающие колебания. Учитывая соотношение (2) для коэффициента гармонической линеаризации $k_{\text{тр}}^n$, можно получить выражение для предельного значения амплитуды колебаний штока ГЦУ:

$$a_y^{\text{пред}} = - \frac{2T_{\text{г.у}} V_0 P_{\text{тр}}}{\pi T_{\text{ц}} E F_{\text{ц}}^2 k_p k_{\text{ор}}}. \quad (5)$$

При возникновении в системе колебаний штока ГЦУ с амплитудой $a_y > a_y^{\text{пред}}$ в случае резкого возмущения колебательный процесс в ГСПС становится расходящимся и система теряет устойчивость. Под влиянием еще одной существенной нелинейности — выраженной зоны насыщения ЗУ — приток энергии в контур управления оказывается ограниченным и в системе устанавливаются автоколебания [2].

Из теории ДВС известны максимальные скоростные характеристики большинства двигателей, которым соответствуют следующие параметры максимального гармонического возмущения ГСПС со стороны приводного двигателя: $\omega_{\omega_d}^{\text{max}} = 0,417 \text{ с}^{-1}$, $a_{\omega_d}^{\text{max}} = 89 \text{ рад/с}$. Определив модуль АФЧХ, найденной по передаточной функции $W_{y\omega_d}$ для перемещения штока ГЦУ Δy по возмущению $\Delta \omega_d$, можно получить уравнение, которое связывает максимально возможную амплитуду a_y^{max} колебаний штока ГЦУ с амплитудой $a_{\omega_d}^{\text{max}}$ и частотой $\omega_{\omega_d}^{\text{max}}$ максимального возмущения.

$$A(a_y^{\text{max}})^2 + B a_y^{\text{max}} + C = (k_p k_{\text{ор}} \omega_{\omega_d}^{\text{max}} a_{\omega_d}^{\text{max}})^2. \quad (6)$$

Здесь коэффициенты A, B, C учитывают параметры ГСПС и $\omega_{\omega_d}^{\text{max}}$.

Расчет значения a_y^{max} по уравнению (6) показал, что оно более чем в 8 раз превышает $a_y^{\text{пред}}$, соответствующую границе устойчивости системы (5). Таким образом, ГСПС на наземной машине при максимальном возмущении будет работать неустойчиво с автоколебаниями. Для того чтобы система работала устойчиво, необходимо выполнение условия

$$a_y^{\text{пред}} > a_y^{\text{max}}. \quad (7)$$

Одним из способов повышения устойчивости ГСПС является введение в ЦМ динамического гасителя колебаний (ДГК). ДГК состоит из дополнительной массы, установленной между пружиной ЦМ и дополнительной корректирующей пружиной (см. рис. 1). В этом случае система ЦМ—ЗУ представляет собой простую колебательную систему с двумя степенями свободы. При автоколебаниях на эту систему со стороны центробежных грузиков действует периодическая сила Q , которую в первом приближении можно считать гармонической. Уравнения вынужденных колебаний системы будут иметь вид

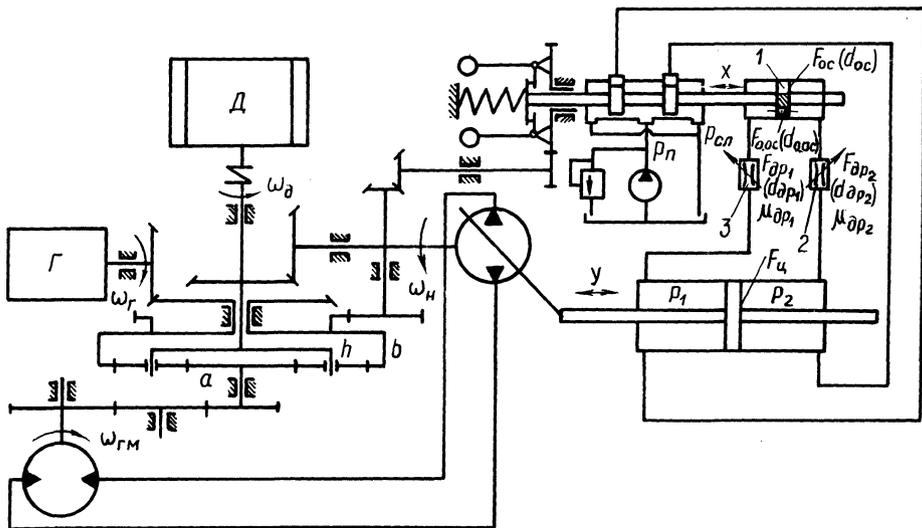


Рис. 2. Гидрокинематическая схема ГСПС с местной гидравлической обратной связью для наземной транспортной машины

$$\left. \begin{aligned} m_{з.пр} \ddot{x} + c(x - x_{доп}) &= Q^* \sin \omega t, \\ m_{доп} \ddot{x}_{доп} + c_{доп} x_{доп} + c(x - x_{доп}) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

При установившихся вынужденных колебаниях $x = A_3 \sin \omega t$, $x_{доп} = A_{доп} \sin \omega t$. Подставив эти выражения в (8) и решив систему уравнений относительно A_3 , можно получить выражение для амплитуды колебаний ЗУ. При этом амплитуду A_3 ЗУ можно сделать равной нулю, т.е. устранить его колебания, если выбрать массу $m_{доп}$ и жесткость $c_{доп}$ таким образом, чтобы

$$c_{доп} - c - m_{доп} \omega^2 = 0, \quad (9)$$

Испытания ГСПС с ДГК, параметры которого подбирались по уравнению (9), показали, что амплитуда колебаний частоты вращения вала генератора уменьшается на 84...85% и находится в том допустимом диапазоне, который регламентирует заказчик.

Вторым способом увеличения запаса устойчивости ГСПС является введение в управляющий контур разработанной авторами местной отрицательной гидравлической обратной связи (ГОС) [3]. Схема ГСПС с ГОС показана на рис. 2. Золотник снабжен дополнительным поршнем 1 с дросселирующим отверстием. Полости этого поршня через регулируемые дроссели 2, 3 соединены с соответствующими полостями ГЦУ. Дроссели 2, 3 служат для настройки ГОС. В процессе работы ГОС создает усилие R , стремящееся вернуть ЗУ в нейтральное положение при его смещении. Усилие ГОС на ЗУ можно найти из уравнения неразрывности потока рабочей жидкости по линии ГОС:

$$R = F_{o.oc} \rho_n \frac{\mu_{др}^2 F_{др}^2}{\mu_{др}^2 F_{др}^2 + 2\mu_{o.oc}^2 F_{o.oc}^2} = k_{oc} \rho_n.$$

Из рассмотрения безразмерных зависимостей усилия обратной связи R от диаметра условного проходного сечения регулируемых дросселей $d_{др}$ при различных диаметрах дросселируемого отверстия $d_{o.oc}$ [3] легко установить, что с точки зрения удобства и расширения диапазона настройки ГОС оптимальные значения $d_{o.oc}$ удовлетворяют соотношению $d_{o.oc}/d_{др max} = 0,25 \dots 0,5$.

Математическую модель ГСПС с ГОС можно получить, как и для исходной ГСПС, в виде уравнения, связывающего изображение выходной величины $\Delta\omega_r(s)$ с изображением возмущения $\Delta\omega_d(s)$:

$$\Delta\omega_r(s) \frac{k_p k_{ору}}{T_{г.у} s (T_{ц}^2 s^2 + 2\xi_{ц.ос} T_{ц} s + 1)} - \Delta\omega_r(s) = k_{ор\omega_d} \Delta\omega_d(s).$$

В этом уравнении коэффициент относительного демпфирования системы

$$\xi_{ц.ос} = \xi_{ц} + \frac{k_{пер} m_n}{2T_{ц} F_{ц}^2} + \frac{k_{oc} m_n}{2T_{г.у} T_{ц} F_p F_{ц}}$$

Здесь $\xi_{ц.ос} > \xi_{ц}$, т.е. демпфирование в ГСПС с ГОС увеличилось по сравнению с исходной системой.

При помощи критерия устойчивости Михайлова можно получить, как и для исходной ГСПС, выражение для предельной амплитуды возможных колебаний штока ГЦУ, которое определяет границу устойчивости системы с ГОС:

$$a_{осу}^{пред} = \frac{a_y^{пред}}{1 + \frac{k_{пер} m_n T_{г.у}}{k_p k_{ору} F_{ц}^2 T_{ц}^2} + \frac{k_{oc} m_n}{k_p k_{ору} F_p F_{ц} T_{ц}^2}}.$$

Поскольку в этом уравнении коэффициент $k_{ору}$ отрицателен, область устойчивой работы ГСПС с ГОС больше, чем исходной системы.

Таким образом, всегда можно подобрать такое значение k_{oc} , чтобы выполнялось неравенство (7).

Описанная ГОС была реализована на ГСПС для наземной транспортной машины. Проведенные испытания показали, что ГСПС с ГОС работает устойчиво, без автоколебаний при всех возможных возмущениях со стороны приводного двигателя и, согласно ГОСТ 10511-83, по длительности переходного процесса соответствует I классу точности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Солоденков С.В., Лаптев Ю.Н., Дьячков Е.А. Результаты исследования способов повышения устойчивости гидромеханической системы постоянной скорости. — М., 1986. — Деп. в ЦНИТЭИ тракторосельхозмаш, 22.05.86, № 712-ТС. 2. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. — М., 1977. 3. А.с. 1196822 (СССР). Центробежный регулятор скоростей.