

деляемой характеристикой возвратной пружины и усилием фиксатора контрольного клапана.

Результаты расчетно-теоретических исследований полностью подтверждены экспериментом. Они позволили выбрать параметры САУ, обеспечивающие надежное ее функционирование в широком диапазоне изменения условий работы МТА.

ЛИТЕРАТУРА

1. К с е н е в и ч И.П., Т а р а с и к В.П. Системы автоматического управления ступенчатыми трансмиссиями тракторов. — М.: Машиностроение, 1979.— 280 с. 2. А.с. 634980 (СССР). Устройство автоматического переключения передач транспортного средства/И.П. Ксеневиц, А.С. Солонский, Е.Н. Козлов и др. — Оpubл. в Б.И., 1978, № 44.

УДК 629.114.2

В.И. МРОЧЕК,
В.П. ТАРАСИК, канд.техн.наук (ММИ)

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СИСТЕМЫ СТАБИЛИЗАЦИИ СКОРОСТИ ТРАКТОРА КЛАССА 1,4

Качество выполнения многих сельскохозяйственных операций зависит от скорости МТА. Поэтому система автоматического управления скоростными и нагрузочными режимами трактора должна иметь режим работы стабилизации скорости. Этот режим обеспечивается связанным управлением двигателем и ступенчатой трансмиссией путем автоматического переключения передач и одновременного регулирования скоростного режима двигателя.

На рис. 1 показана схема контура автоматического управления скоростным режимом двигателя системы стабилизации скорости трактора [1]. Система состоит из датчика скорости 1, выключателя системы 2, регулируемого дросселя 3, автоматического распределителя 4, исполнительного цилиндра 5. В качестве датчика скорости используется вспомогательный насос коробки передач, кинематически связанный с колесами трактора. При включенной системе стабилизации скорости насос 1 подает жидкость только в данную систему. Исполнительный цилиндр представляет собой тягу переменной длины в приводе управления акселератором. Объединенный орган управления 6 имеет два состояния, обеспечивающих включение рассматриваемого контура системы стабилизации скорости и задание уровня скорости трактора, а также управление ручным приводом акселератора. Требуемая скорость МТА определяется площадью проходного сечения регулируемого дросселя и устанавливается по шкале 7. Золотник распределителя 4 находится в положении равновесия под действием, с одной стороны, силы, соз-

даваемой давлением жидкости (полость А), а с другой — усилия пружины. Давление в полости А распределителя определяется расходом жидкости, обеспечиваемым вспомогательным насосом 1, и площадью проходного сечения регулируемого дросселя. При рассогласовании сигналов датчика и задающего устройства золотник

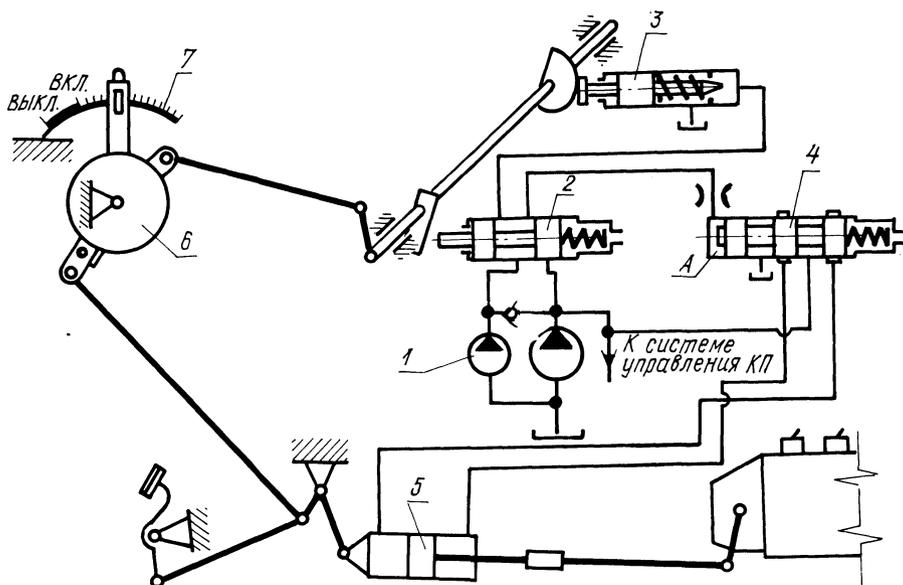


Рис. 1. Схема контура автоматического управления скоростным режимом двигателя системы стабилизации скорости трактора.

распределителя перемещается в ту или иную сторону и обеспечивает срабатывание исполнительного цилиндра двустороннего действия, изменяя соответственно скоростной режим двигателя.

Рассмотрим динамику системы стабилизации скорости, считая ее системой с сосредоточенными параметрами, с учетом податливостей магистралей. При составлении уравнений динамики учтены инерционные потери давления p_j , потери по длине магистрали p_l , определяемые с использованием непрерывной функции $\lambda = f(Re)$, местные потери давления p_M и нелинейный коэффициент $\Psi_1(R_1)$ податливости магистралей. Значения указанных потерь определены по следующим формулам [2]:

$$p_j = \rho l \frac{dv}{dt}; \quad p_l = 27,5 \frac{\rho v l}{f} v + 0,443 \frac{k_\xi \rho l}{\sqrt{f}} v^2; \quad p_M = \frac{\xi \rho}{2} v^2,$$

где ρ — плотность жидкости; l — длина участка; v — скорость потока, ν — коэффициент кинематической вязкости; f — площадь сечения участка; k_ξ — коэффициент, зависящий от относительной ше-

роховатости магистрали; ξ — коэффициент местного сопротивления.

Приняты следующие допущения: волновые процессы в магистралях вследствие сравнительной малой длины их не влияют на переходный процесс; вязкость и плотность в течение переходного процесса не изменяются; ввиду незначительного изменения давлений в системе жидкость принята несжимаемой; отсутствуют утечки рабочей жидкости.

Гидравлические цепи представлены в виде участков, разделенных узлами Y_i . Давление жидкости и перемещение столба жидкости в i -м узле обозначим соответственно через p_i и x_i , а расход через i -й узел — Q_i .

При составлении математической модели рассматриваемая система представлена в виде двух гидроцепей: управления распределителем и управления исполнительным цилиндром. Динамическая схема гидроцепи управления распределителем показана на рис. 2.

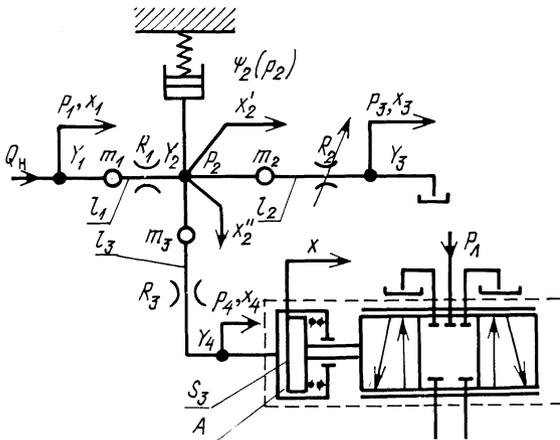


Рис. 2. Динамическая схема гидроцепи управления распределителем.

Уравнение баланса давлений для первого участка $Y_1 - Y_2$:

$$p_j + p_1 + p_m + p_2 = p_1.$$

Подставляя в это уравнение выражения для p_j , p_1 , p_m , получим

$$\rho l_1 \ddot{x}_1 + 27,5 (\rho \nu l_1 / f) \dot{x}_1 + [0,443 (k_\xi \rho l / \sqrt{f}) + 0,5 \xi \rho] \dot{x}_1^2 + p_2 = p_1. \quad (1)$$

Расход от вспомогательного насоса $Q_H = \eta q_T \dot{\varphi}_H$, где η — объемный КПД насоса; q_T — теоретическая подача насоса; φ_H — угол поворота вала насоса.

Определим скорость течения жидкости и ее производную в узле Y_1 :

$$\ddot{x}_1 = Q_H/f = (\eta q_T/f) \dot{\varphi}_H ; \ddot{x}'_1 = (\eta q_T/f) \dot{\varphi}'_H .$$

С учетом этих формул выражение (1) может быть представлено в виде

$$a_{11} \ddot{\varphi}_H + a_{12} \dot{\varphi}_H + a_{13} \varphi_H^2 + p_2 = p_1 , \quad (2)$$

где $a_{11} = \rho l_1 \eta q_T / f$; $a_{12} = 27,5 \eta q_T \rho \nu l_1 / f^2$;

$$a_{13} = [0,443 (k_\xi \rho l_1 / \sqrt{f}) + 0,5 \xi \rho] (\eta^2 q_T^2 / f^2) .$$

Аналогично для участков $Y_2 - Y_3$ и $Y_2 - Y_4$:

$$a_{21} \ddot{x}'_2 + a_{22} \dot{x}'_2 + a_{23} (x'_2)^2 = p_2 ; \quad (3)$$

$$a_{31} \ddot{x} + a_{32} \dot{x} + a_{33} x^2 + p_4 = p_2 ; \quad (4)$$

где $a_{21} = \rho l_2$; $a_{22} = 27,5 \rho \nu l_2 / f$; $a_{23} = 0,443 (k_\xi \rho l_2 / \sqrt{f}) + 0,5 \xi \rho$;

$$a_{31} = \rho l_3 S_3 / f ; a_{32} = 27,5 \rho \nu l_3 S_3 / f^2 ; a_{33} = [0,443 (k_\xi \rho l_2 / \sqrt{f}) + 0,5 \xi \rho] S_3^2 / f^2 ;$$

x'_2 — перемещение столба жидкости в направлении узла Y_3 ; S_3 — площадь пояска золотника распределителя.

В уравнении (3) давление на сливе p_3 принято равным нулю, а при составлении уравнения (4) перемещение столба жидкости x''_2 в направлении узла Y_4 , а также его производные выражены через перемещение золотника распределителя x .

Уравнение равенства мгновенных объемных расходов для узла Y_2 имеет вид $Q_1 = Q_H = Q_3 + Q_4 + Q_{2п}$, где $Q_{2п}$ — расход, определяемый податливостью магистрали с характеристикой $\Psi_2(p_2)$;

$$Q_3 = \dot{x}'_3 f = \dot{x}'_2 f ; Q_4 = \dot{x} S_3 ; Q_{2п} = V_1 \Psi_2(p_2) \dot{p}_2 ; V_1 = f l_1 .$$

Используя эти выражения для расходов, получаем

$$\eta q_T \dot{\varphi}_H = \dot{x}'_2 f + \dot{x} S_3 + V_1 \Psi_2(p_2) \dot{p}_2 . \quad (5)$$

Уравнение движения золотника распределителя имеет следующий вид:

$$m_3 \ddot{x} + k_B \dot{x} + P(x) + P_{тр} \operatorname{sgn} \dot{x} - p_4 S_3 = 0 , \quad (6)$$

где m_3 — масса золотника; $P(x)$ — усилие, создаваемое пружиной распределителя; k_B — коэффициент вязкого трения; $P_{тр}$ — сила сухого трения.

Таким образом, динамические процессы рассматриваемой гидроцепи можно описать системой дифференциальных уравнений, состоящей из уравнений (2), (3), (4), (5) и (6).

Рассмотрим гидроцепь управления исполнительным цилиндром (рис. 3, а). На входе гидроцепи установлен распределитель, стати-

ческая характеристика которого показана на рис. 3, б. Как видно из рисунка, распределитель имеет нелинейную характеристику с зоной нечувствительности $x_{ув}$ $x_{ум}$. В связи с этим возможны три состояния гидроцепи управления исполнительным цилиндром.

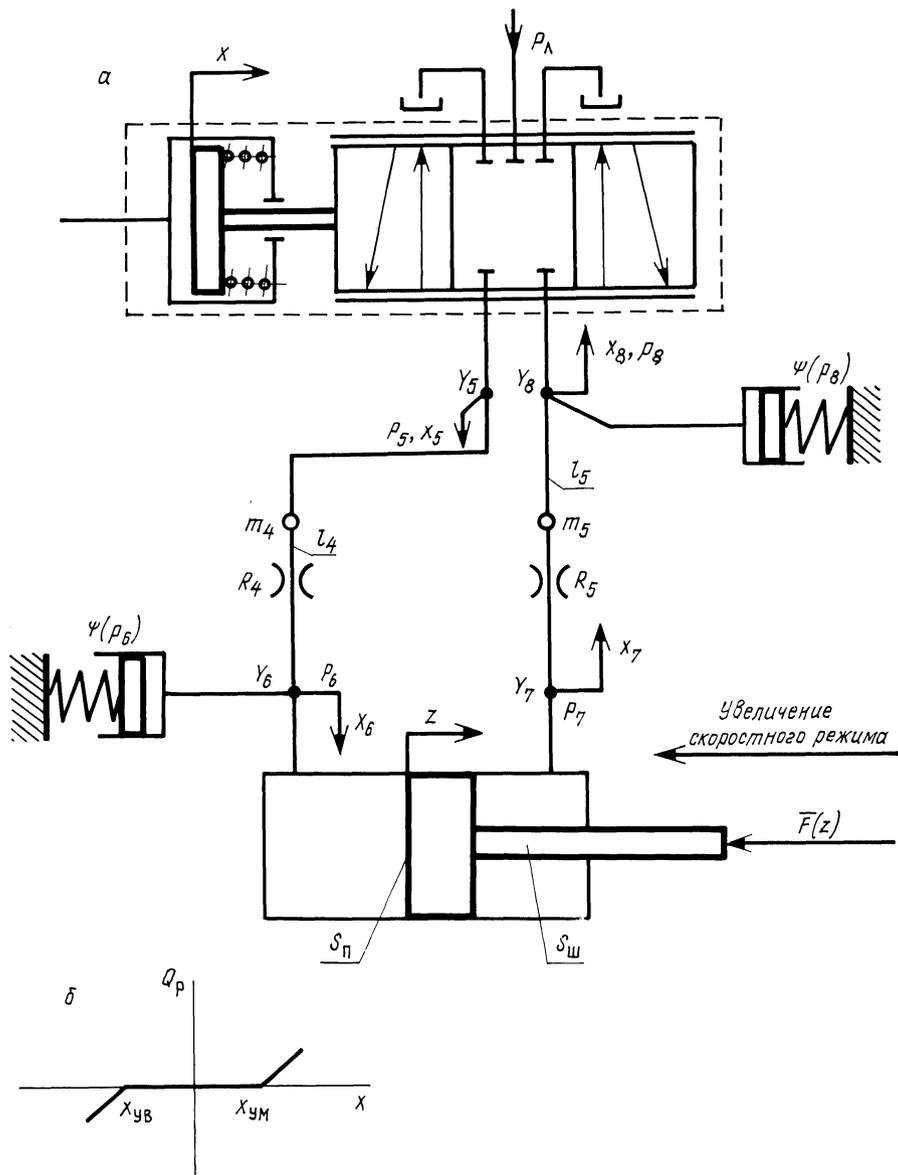


Рис. 3. Динамическая схема гидроцепи управления исполнительным цилиндром (а) и статическая характеристика распределителя (б).

Расход через распределитель определяется по формуле [3]

$$Q_p = \pi D_3 x(t) \mu \sqrt{2\Delta p / \rho},$$

где D_3 — диаметр золотника; $x(t)$ — перемещение золотника; μ — коэффициент расхода; Δp — перепад давлений на распределителе.

Динамические процессы гидроцепи управления исполнительным цилиндром при $x > x_{ум}$ (уменьшение скоростного режима двигателя) могут быть описаны следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} a_{41} \dot{z}_5 + a_{42} \dot{z}_5 + a_{43} \dot{z}_5^2 + p_6 &= p_5; \\ a_{51} \dot{z} + a_{52} \dot{z} + a_{53} \dot{z}^2 + p_8 &= p_7; \\ \pi D_3 x(t) \mu \sqrt{2(p_n - p_5) / \rho} &= S_{\pi} \dot{z}_5; \\ S_{\pi} \dot{z}_5 &= S_{\pi} \dot{z} + V_4 \Psi(p_6) \dot{p}_6; \\ (S_{\pi} - S_{ш}) \dot{z} &= V_5 \Psi(p_8) \dot{p}_8 + \pi D_3 x(t) \mu \sqrt{2p_8 / \rho}; \\ m_{\pi} \ddot{z} + k_{в} \dot{z} + F(z) + P_{тр} + p_7 (S_{\pi} - S_{ш}) &= p_6 S_{\pi}, \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

где $a_{41} = \rho l_4 S_{\pi} / f$; $a_{42} = 27,5 \rho \nu l_4 S_{\pi} / f^2$; $a_{43} = [0,443 (k_{\xi} \rho l_4 / \sqrt{f}) + 0,5 \xi \rho] S_{\pi}^2 / f^2$; $a_{51} = \rho l_5 (S_{\pi} - S_{ш}) / f$; $a_{52} = 27,5 \rho \nu l_5 (S_{\pi} - S_{ш}) / f^2$;

$$a_{53} = [0,443 (k_{\xi} \rho l_5 / \sqrt{f}) + 0,5 \xi \rho] (S_{\pi} - S_{ш})^2 / f^2;$$

S_{π} и $S_{ш}$ — площади поршня и штока исполнительного цилиндра; m_{π} — приведенная к поршню масса подвижных деталей акселератора; $F(z)$ — характеристика нагрузки.

Динамическая схема, приведенная на рис. 3, а, с указанием направлений движения столбов жидкости и с изображением податливостей соответствует состоянию гидроцепи, описываемому системой дифференциальных уравнений (7).

Динамические процессы рассматриваемой гидроцепи при $x < x_{ув}$ (увеличение скоростного режима двигателя) описываются следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} a_{61} \dot{z}_8 + a_{62} \dot{z}_8 + a_{63} \dot{z}_8^2 + p_7 &= p_8; \\ a_{71} \dot{z} + a_{72} \dot{z} + a_{73} \dot{z}^2 + p_5 &= p_6; \\ \pi D_3 x(t) \mu \sqrt{2(p_n - p_8) / \rho} &= (S_{\pi} - S_{ш}) \dot{z}_8; \\ (S_{\pi} - S_{ш}) \dot{z}_8 / f &= (S_{\pi} - S_{ш}) \dot{z} + V_5 \Psi(p_7) \dot{p}_7; \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

$$\left. \begin{aligned}
 S_{\Pi} \dot{z} &= V_4 \Psi(p_5) \dot{p}_5 + \pi D_3 x(t) \mu \sqrt{2p_5/\rho}; \\
 m_{\Pi} \ddot{z} + k_B \dot{z} + F(z) + P_{\text{тр}} + p_6 S_{\Pi} &= p_7 (S_{\Pi} - S_{\text{ш}}),
 \end{aligned} \right\}$$

где

$$a_{61} = \rho l_5 (S_{\Pi} - S_{\text{ш}}) / f; \quad a_{62} = 27,5 \rho \nu l_5 (S_{\Pi} - S_{\text{ш}}) / f^2;$$

$$a_{63} = [0,443 (k_{\xi} \rho l_5 / \sqrt{f}) + 0,5 \xi \rho] (S_{\Pi} - S_{\text{ш}})^2 / f^2;$$

$$a_{71} = \rho l_4 S_{\Pi} / f;$$

$$a_{72} = 27,5 \rho \nu l_4 S_{\Pi} / f^2; \quad a_{73} = [0,443 (k_{\xi} \rho l_4 / \sqrt{f}) + 0,5 \xi \rho] S_{\Pi}^2 / f^2.$$

При выводе уравнений, входящих в системы (7) и (8), перемещения столбов жидкости в узлах, а также их производные выражены через соответствующие перемещения поршня исполнительного цилиндра. Источник питания, обеспечивающий $p_{\text{л}} = \text{const}$, принят с неограниченным расходом. Давление на сливе распределителя принималось равным нулю.

Разработанная математическая модель позволяет исследовать влияние параметров системы на ее основные динамические характеристики. Использование данной модели в виде составной части общей модели МТА дает возможность исследовать качество переходных процессов системы стабилизации скорости тракторного агрегата.

ЛИТЕРАТУРА

1. А с. 785074 (СССР). Система управления силовой установкой и коробкой передач транспортного средства/В.П. Тарасик, В.И. Мрочек, С.Д. Галюжин. — Оpubл. в Б.И., 1980, № 45. 2. М е т л ю к Н.Ф., А в т у ш к о В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. — М.: Машиностроение, 1980. — 232 с. 3. Б а ш т а Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. — М.: Машиностроение, 1972. — 320 с.