

МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ КОМПОНЕНТОВ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ РАБОЧИМИ ОРГАНАМИ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

*Институт механики и надежности машин НАН Беларуси
Минск, Беларусь*

Необходимым условием повышения эффективности выполняемых мобильными машинами технологических процессов является их автоматизация. Поэтому широкое применение в современных мобильных машинах для управления рабочими органами получил автоматизированный гидропривод.

Одновременно с совершенствованием и развитием гидроприводов создаются системы автоматического управления (СУ) рабочими органами мобильных машин с использованием современных средств электрогидравлики и микропроцессорной техники. Электрогидравлические системы в силу своих преимуществ находят применение не только для оборудования машин большой мощности, где дальнейшее повышение уровня автоматизации, необходимость реализации сложных алгоритмов управления, высокие требования надежности и т.д. исключают использование других типов СУ, но и для оснащения машин малых и средних классов.

Для слежения за положением рабочего органа в пространстве находят применение гироскопические и маятниковые датчики, световой и лазерный лучи и др. [1] Системы регулирования положения навесного устройства содержат электрические датчики тягового усилия и перемещения, а также электронную аппаратуру. Основными способами регулирования этих систем являются силовой, позиционный и смешанный. В последнее время у них появились некоторые новые функции — коррекция по буксованию движителей, гашение колебаний навесного устройства в верхнем положении и шинный обмен информацией с другими микропроцессорами на тракторе.

При проектировании таких систем необходимо исследовать их технические параметры, а также статические и динамические характеристики.

Для повышения качества регулирования и степени автоматизации применяются замкнутые системы управления рабочими органами мобильных машин.

Управляемый электрическим корректирующим сигналом поток жидкости и клапане перемещает поршень 5 и связанную с ним нагрузку (рис.1). Положение поршня или нагрузки измеряется и передается как фактическое значение положения и сравнивается с заданным значением положения. Выявленная раз-

ность значений между заданным и фактическим значениями представляет собой сигнал рассогласования 1, который поступает на электрогидравлический распределитель 4 через электронный усилитель 2 в виде корректирующего сигнала 3 таким образом, чтобы эта разница стремилась к нулю.

Аналогично описанному контуру позиционного регулирования могут быть построены системы регулирования по другим параметрам: скорости, давлению, усилию. Во всех этих системах регулируемая величина поддерживается в узких пределах независимо от возмущающих воздействий. Функция электрогидравлического распределителя при этом очень важна, поскольку необходимо быстро и точно преобразовать электрический корректирующий сигнал в соответствующий поток или давление.

При конструировании ЭГР необходимо таким образом выбирать конструктивные параметры его элементов, чтобы обеспечить требуемые динамические свойства: высокое быстродействие, минимальное запаздывание срабатывания и необходимую расходную характеристику. Выбор конструктивных параметров на этапе абстрактного синтеза производится с помощью математической модели, описывающей в виде системы дифференциальных и алгебраических уравнений динамические процессы, происходящие при работе регулятора.

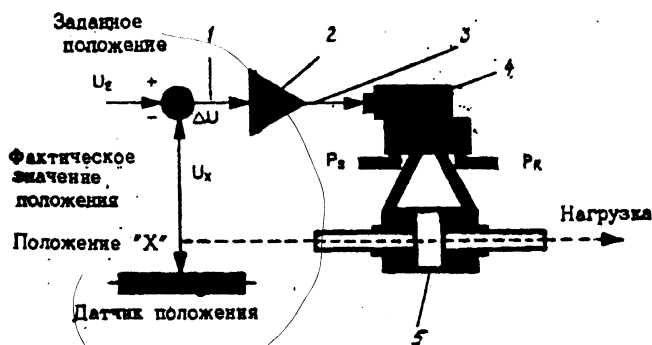


Рис.1. Схема электрогидравлической замкнутой системы позиционного регулирования: 1 — сигнал рассогласования; 2 — электронный усилитель; 3 — корректирующий сигнал; 4 — электрогидравлический распределитель (ЭГР); 5 — поршень; P_S и P_R — соответственно рабочее давление и давление на сливе

Формализация указанных принципов конструирования компонентов СУ осуществляется в среде «Vorland Builder C++», отличающейся удобным интерфейсом.

Устройство разгрузки насоса ЭГР содержит подпружиненный дифференциальный клапан с дроссельным отверстием, сообщающим напорную магистраль насоса с пружинной полостью клапана, которая посредством канала управления сообщается через дросселирующие пазы управляющего золотника малого диаметра, кинематически связанного с электромагнитом пропорционального действия, со сливом (рис. 2).

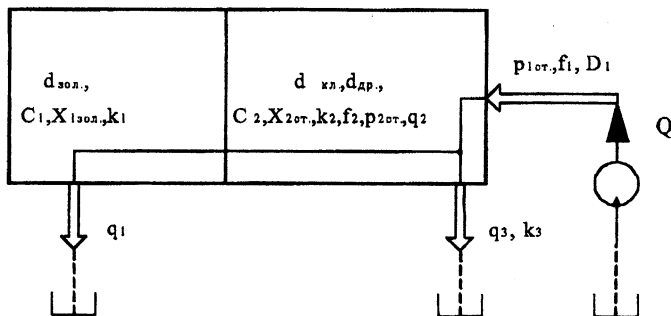


Рис. 2. Расчетная схема статического режима работы ЭГР

Для статического режима работы составлены уравнения равновесия системы в режиме перепуска, описывающие равновесие перепускного клапана и баланс расходов рабочей жидкости.

$$\begin{cases} C_2 * X_{2cm} = p_{1cm} * f_1 - p_{2cm} * f_2; \\ q_3 - q_2 = Q; \\ q_1 - q_2 = 0. \end{cases} \quad (1)$$

В данном случае потоки q_1 , q_2 и q_3 определяются по известным формулам [2]

$$\begin{cases} q_1 = \mu_{зол.} * 2 * X_{1max} * b * \sqrt{\frac{2 * p_{2cm}}{\rho}}; \\ q_2 = \mu_{др.} * \frac{\pi * d_{др.}^2}{4} * \sqrt{\frac{2 * (p_{1cm} - p_{2cm})}{\rho}}; \\ q_3 = \mu_{кл.} * \pi * d_{кл.} * X_{2cm} * \sin \frac{\alpha}{2} * \sqrt{\frac{2 * p_{1cm}}{\rho}}. \end{cases}$$

где $\mu_{\text{зол.}}$, $\mu_{\text{др.}}$, $\mu_{\text{кл.}}$ — гидравлические проницаемости золотника, дросселя и клапана соответственно; $d_{\text{зол.}}$, $d_{\text{др.}}$, $d_{\text{кл.}}$ — диаметры золотника, дросселя и клапана соответственно, м; f_1 , f_2 — активные площади дифференциального клапана на клапана, м²; $X_{1\text{зол.}}$, $X_{2\text{ст.}}$ — координаты золотника и клапана, м; $p_{1\text{ст.}}$, $p_{2\text{ст.}}$ — давление в полостях клапана, МПа; Q — поток от насоса, м³/с; C_1 — расчетная жесткость возвратной пружины золотника, Н/м; C_2 — расчетная жесткость возвратной пружины клапана, Н/м; b — ширина дроссельного канала, м; α — угол при вершине конического затвора, град.

После подстановки значений переменных и замены членов выражений на постоянные коэффициенты k_1 , k_2 и k_3 система (1) примет вид

$$\begin{cases} C_2 * X_{2\text{ст.}} = p_{1\text{ст.}} * f_1 - p_{2\text{ст.}} * f_2; \\ k_3 * X_{2\text{ст.}} * \sqrt{p_{1\text{ст.}}} + k_2 * \sqrt{p_{1\text{ст.}} - p_{2\text{ст.}}} = Q; \\ k_1 * \sqrt{p_{2\text{ст.}}} - k_2 * \sqrt{p_{1\text{ст.}} - p_{2\text{ст.}}} = 0. \end{cases} \quad (2)$$

Математическое решение уравнений системы (2) приведет нас к конечным формулам для определения давлений в полостях перепускного клапана и его исходной координаты:

$$p_{1\text{ст.}} = \frac{(k_1^2 + k_2^2)}{k_2^2} * p_{2\text{ст.}}; \quad (3)$$

$$X_{2\text{ст.}} = \frac{1}{C_2} * (f_1 * p_{1\text{ст.}} - f_2 * p_{2\text{ст.}}). \quad (4)$$

После замены переменных и преобразования выражения путем итерационного перебора значений давления $p_{2\text{ст.}}$, находим его значение, удовлетворяющее определенному значению погрешности вычисления, согласно уравнения (5)

$$\sqrt{p_{2\text{ст.}}} * (\alpha * p_{2\text{ст.}} - \beta * p_{2\text{ст.}} + k_1) * 10^5 - 10 = 100. \quad (5)$$

Получили $p_{2\text{ст.}} = 364 \text{ Па}$, $p_{1\text{ст.}} = 85337,609 \text{ Па}$, $X_{2\text{ст.}} \approx 3,6 \text{ мм}$.

Таким образом, используя математическую модель работы ЭГР в статическом режиме при помощи разработанного программного обеспечения (рис.3), найдены значения требуемых параметров, причем погрешность итерационных вычислений составила 0,00002%.

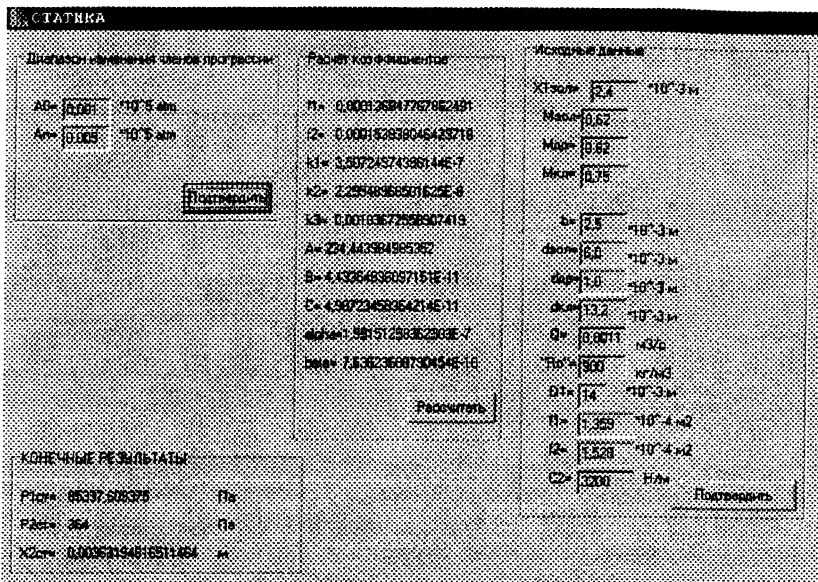


Рис. 3. Интерфейс программы для расчета параметров статического режима работы ЭГР

В качестве конструктивных параметров, оказывающих наибольшее влияние на динамику протекания переходных процессов при работе электрогидравлического распределителя, выбраны дифференциальность перепускного клапана, диаметр его дросселирующего отверстия, а также начальная площадь сечения дросселирующих пазов управляющего золотника и жесткость возвратной пружины клапана. Указанные параметры, характеризующиеся сложным характером взаимодействия, рассматриваются в качестве основных факторов экспериментального плана. При этом параметром оптимизации является один из показателей динамического качества работы ЭГР.

Компьютерное моделирование режимов работы компонентов систему управления рабочими органами мобильных машин позволяет на этапе абстрактного синтеза уменьшить затраты на экспериментальную отладку опытных образцов и сократить сроки их ввода в эксплуатацию.

ЛИТЕРАТУРА

1. В.А.Зыков, Н.С.Быгин, А.А.Михайлин Системы управления навесного оборудования трактора//Тракторы и сельскохозяйственные ма-

шины. — 1997. — №11, — С. 10–11. 2. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. — М.: Машиностроение, 1971. — 672 с.

УДК 629. 4. 014. 7

Е.П. Гурский

КОРРЕЛЯЦИОННО-РЕГРЕССИОННАЯ МОДЕЛЬ РАСЧЕТА ПАРКА ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

*Белорусский государственный университет транспорта
Гомель, Беларусь*

Эффективность работы транспорта во многом определяется высокой надежностью его технических средств, в том числе и вагонного парка. Вагонное хозяйство непрерывно развивается. Особое внимание уделяется оптимизации межремонтных периодов и сроков службы вагонов, повышению качества ремонтных работ, внедрению новых и совершенствованию существующих форм организации производства.

Сложившаяся ситуация с грузовым подвижным составом в Республике Беларусь, от которого непосредственно зависит жизнедеятельность железнодорожного транспорта, остро ставит проблему оздоровления и обновления подвижного состава. Это связано с тем, что парк грузовых вагонов Республики Беларусь стареет, причем это происходит по всем его типам. Средний возраст парка грузовых вагонов составил 23,2 года. Износ активной части основных фондов — вагонов — составляет более 72%. Изношенный и устаревший подвижной состав не позволяет перейти на современные перевозочные технологии, увеличить межремонтные сроки, гарантийные плечи пробега, веса поездов, решать многие другие задачи, диктуемые временем, требованиями безопасности движения, снижения эксплуатационных расходов и транспортных издержек.

Проблему сохранения вагонного парка дороги и улучшения его технического состояния необходимо решать в первую очередь повышением качества капитального и деповского ремонтов вагонов за счет усиления существующей вагоноремонтной базы, освоением капитально-восстановительного ремонта вагонов с продлением срока их службы (КРП) и закупкой новых.

В связи с выше изложенным, проблема оздоровления и обновления подвижного состава требует решения следующих задач: