

4. Клевцов, Г. В. О возможности использования конфокального лазерного сканирующего микроскопа для исследования микрорельефа поверхности разрушения металлических материалов / Г. В. Клевцов, Е. Д. Мерсон // *Фундамент. исслед.* – 2012. – № 11. – С. 1185–1189.
5. Novis, D. B. The use of laser scanning confocal microscopy (LSCM) in materials science / D. B. Novis, A. H. Neuer // *Journal of Microscopy.* – 2010. – Vol. 240, № 3. – P. 173–180.
6. Кларк, Э. Р. Микроскопические методы исследования материалов / Э. Р. Кларк, К. Н. Эберхардт. – М. : Техносфера, 2007. – 376 с.

ПОСТРОЕНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ С ОБЪЕМНОЙ АДАПТАЦИЕЙ К НАГРУЗКЕ

Е. В. Хазеев

*Учреждение образования «Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого», Республика Беларусь*

Научный руководитель Д. Л. Стасенко

В области машиностроения в настоящее время все большее значение приобретают теоретические и экспериментальные исследования неустановившихся процессов, в частности исследования, направленные на изучение гидравлических систем с объемной адаптацией к нагрузке мобильных машин. Данный интерес к нестационарным процессам вызван непрерывно растущими технико-экономическими требованиями к мобильным машинам в области машиностроения [1].

Целью настоящей работы является создание математической модели гидравлической системы с объемной адаптацией к нагрузке и выполнение подбора основных математических моделей гидравлических элементов системы с объемной адаптацией к нагрузке для случая равномерного распределения суммарного расхода, настроенного на исполнительных органах в течение рабочего цикла.

Математическое описание исследуемой гидравлической системы представляет собой динамическую модель системы алгебраических и дифференциальных уравнений. Данные уравнения системы описывают работу гидравлического привода на каждом этапе рабочего цикла и отражают основные рабочие параметры гидравлической системы.

В начале разработки математической модели допускается принять следующими условия:

- рабочая жидкость является несжимаемой и однородной, неустановившийся поток не влияет на величину потерь;
- возникновение кавитации сводится к минимуму;
- коэффициенты расхода дросселирующих устройств и параметры рабочей жидкости являются постоянными значениями;
- потери давления по длине и потери на сухое трение являются малыми значениями, в результате чего данные величины в расчете допускается не учитывать.

Для определения основных узлов гидравлической системы с адаптацией к нагрузке построим ее структурную схему (рис 1). Из структурной схемы выделяем основные узлы и составляем системы уравнений для формирования математической модели.

Основные узлы системы:

- узел регулируемого насоса с чувствительным к нагрузке управляющим золотником, который состоит из регулируемого аксиально-поршневого насоса, регулятора насоса с чувствительным к нагрузке золотником и цилиндра;

- узел вспомогательного блока, который состоит из редукционного клапана и распределителя;
- узел основных распределителей, который состоит из пропорциональных распределителей и обратных клапанов;
- узел потребителей, который состоит из исполнительных гидравлических цилиндров и гидромотора;
- узел клапанной группы, который состоит из предохранительного клапана, клапана управления уровнем давления, регулятора расхода и редукционного клапана;
- узел гидравлических линий, который состоит их трубопроводов.

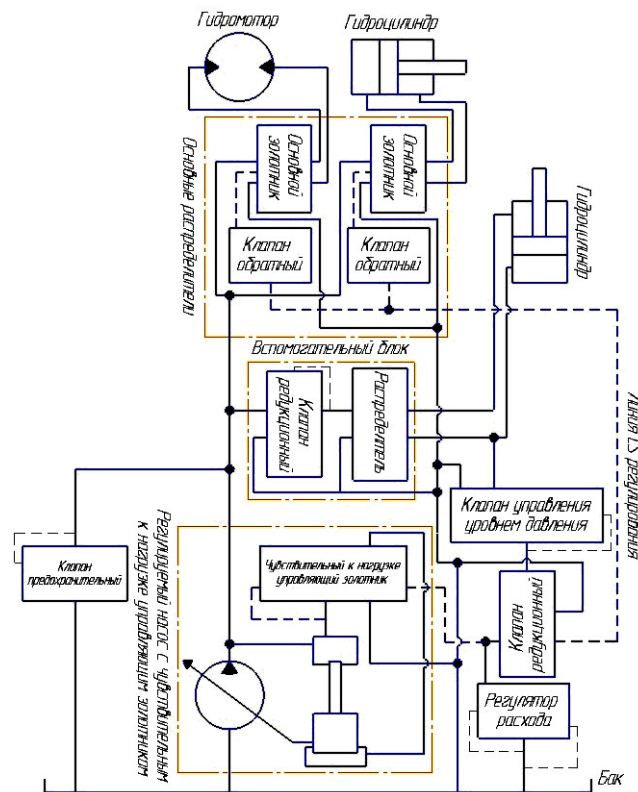


Рис. 1. Структурная схема гидравлической системы с адаптацией к нагрузке

Из математически описанных гидравлических элементов составляем систему уравнений для узла регулируемого насоса с чувствительным к нагрузке управляющим золотником [2]:

$$M_r = q_n f(q)(p_{j1} - p_{i1}) + a_\omega \frac{\omega_b}{u_d} + a_p |p_{j1} - p_{i2}| + a; \quad (1)$$

$$Q_{i1,j1} = q_n f(q) \frac{\omega_b}{u_d} \pm k_{ym} \cdot p_{i1,j1}, \quad (2)$$

где q_n – максимальный рабочий объем насоса, м^3 ; $f(q)$ – параметр регулирования ($-1 \leq f(q) \leq 1$); ω_b – угловая скорость вала двигателя, рад/с ; a_ω – коэффициент гид-

ромеханических потерь, зависящих от угловой скорости; a_p – коэффициент гидромеханических потерь, зависящих от давления; a – постоянная гидромеханических потерь; u_d – передаточное число редуктора; k_{yT} – коэффициент объемных потерь насоса; Q_{i1} , p_{i1} – принимается со знаком «+»:

$$\frac{d\nu_k}{dt} = m^{-1} [p_{i2} \cdot F_{i2} - p_{j2} \cdot F_{j2} - h\nu_k - (R_{тр}^0 + k_{i2} \cdot p_{i2} + k_{j2} \cdot p_{j2}) \text{sign} \nu_k - R_{ц}], \quad (3)$$

где ν_k – скорость поршня, м/с; m – приведенная к штоку масса подвижных частей гидроцилиндра, кг; F_{i2} – рабочая площадь поршня в полости 1, примыкающей к узлу $i2$, м²; F_{j2} – рабочая площадь поршня в полости 2, примыкающей к узлу $j2$, м²; h – коэффициент вязкого трения; $R_{тр}^0$ – сила трения в манжетных уплотнениях при отсутствии величины давления, Н; $R_{ц}$ – усилие на штоке, Н; $L_{ц}$ – ход поршня, м.

$$\frac{dQ_{rs}}{dt} = B \left[\mu f_{rs}(z) \text{sign}(p_r - p_s) \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_r - p_s|} - Q_{rs} \right], \quad (4)$$

$f_{rs}(z)$ – площадь проходного сечения канала распределителя, соединяющего узлы r и s , в функции перемещения золотника z , м²; μ – коэффициент расхода; ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³.

Таким образом, при помощи уравнений (1)–(4) формируем систему уравнений для узла регулируемого насоса с чувствительным к нагрузке управляющим золотником:

$$N_H = \begin{cases} M_r = q_H f(q) (p_{j1} - p_{i1}) + a_\omega \frac{\omega_B}{u_d} + a_p |p_{j1} - p_{i2}| + a, \\ Q_{i1, j1} = q_H f(q) \frac{\omega_B}{u_d} \pm k_{yT} \cdot p_{i1, j1}, \\ \frac{d\nu_k}{dt} = m^{-1} [p_{i2} \cdot F_{i2} - p_{j2} \cdot F_{j2} - h\nu_k - (R_{тр}^0 + k_{i2} \cdot p_{i2} + k_{j2} \cdot p_{j2}) \text{sign} \nu_k - R_{ц}], \\ \frac{dQ_{rs}}{dt} = B \left[\mu f_{rs}(z) \text{sign}(p_r - p_s) \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_r - p_s|} - Q_{rs} \right]. \end{cases} \quad (5)$$

Аналогичным образом составляем системы уравнений для узла основных распределителей, узла потребителей, узлов вспомогательного блока и гидравлических линий [3].

Стоит отметить, что уравнения для определения величин давлений входят в описание только тех гидравлических элементов, которые содержат относительно большие величины, по сравнению с другими элементами, объема рабочей жидкости (гидроцилиндры, трубопроводы). Следовательно, на схеме данные гидравлические элементы должны быть разделены иными гидравлическими устройствами, в которых величину сжимаемости жидкости можно не учитывать и уравнения которых служат для определения величин расходов (например, два последовательно соединенных трубопровода или полость гидроцилиндра и трубопровод, необходимо разделить местным сопротивлением, что, в свою очередь, не противоречит физическому смыслу). Данная осо-

бенность позволяет получить замкнутую систему уравнений для определения величин давлений и расходов в местах соединения гидравлических элементов.

Таким образом, порядок системы уравнений определяется следующим образом: пусть гидравлическая схема гидравлической системы с объемной адаптацией к нагрузке содержит узел регулируемого насоса с чувствительным к нагрузке управляющим золотником N_n , узел вспомогательного блока $N_{в.б}$, узел основных распределителей $N_{о.р}$, узел потребителей $N_п$, узел клапанной группы $N_{к.г}$, узел гидравлических линий $N_{г.л}$, обозначив через n_i число ходов золотника i -го распределителя, то получаем следующий порядок уравнений:

$$N = N_n + N_{в.б} + N_{о.р} + N_п + 4N_{к.г} + 34N_{г.л} + \sum_{i=1}^{N_{сп1}} n_i + \sum_{i=1}^{N_{сп2}} n_i + 2 \sum_{i=1}^{N_{сп3}} n_i. \quad (6)$$

В результате построения структурной схемы гидравлической системы с адаптацией к нагрузке и выбору основных математических моделей гидравлических элементов формируется математическая модель исследуемой гидравлической системы с объемной адаптацией к нагрузке для случая равномерного распределения суммарного расхода, настроенного на исполнительных органах в течение рабочего цикла.

Литература

1. Гидросистема мобильной машины : пат. RU 2276237 С2 / В. П. Баторшин, Е. С. Голоскин, А. М. Петров. – 2004. – 8 с.
2. Бажин, И. И. Автоматизированное проектирование машиностроительного гидропривода / И. И. Бажин, Ю. Г. Беренгард, М. М. Гайцгори ; под общ. ред. С. А. Ермакова. – М. : Машиностроение, 1988. – 312 с.
3. Попов, Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем : учеб. для вузов по специальностям «Гидропневмоавтоматика и гидропривод» и «Гидравлические машины и средства автоматизации» / Д. Н. Попов ; 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1987. – 464 с.

3D-ВИЗУАЛИЗАЦИЯ ЦИФРОВОГО ОТКЛИКА РЕЗУЛЬТАТОВ КОМПЬЮТЕРНОЙ ТОМОГРАФИИ КЕРНА (НА ПРИМЕРЕ КЕРНА РЕЧИЦКОГО МЕСТОРОЖДЕНИЯ ПРИПЯТСКОГО ПРОГИБА)

Н. В. Бочаров

Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», Республика Беларусь

Научный руководитель И. Н. Степанкин

В настоящее время во многих нефтегазовых компаниях активно развивается технология «Цифровой керн». Цифровое моделирование керна становится одним из традиционных лабораторных исследований, а иногда является единственно возможным, так как традиционные испытания имеют ряд недостатков: невозможность проведения множественных экспериментов на одном образце и, как следствие, неполное описание всех свойств образца; ограниченность воссоздания пластовых условий в лаборатории; сложность, а иногда и невозможность получения и обработки качественного кернавого материала. Данный метод изучения позволяет на основе данных исследования структуры образцов высокоточным оборудованием создавать компьютерные модели кернов и их структуры, а также моделировать протекающие в них процессы.