

УДК 622.233

С.Л. Лазуткин, Д.Ю. Фабричный

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УДАРНОГО УСТРОЙСТВА

Семинар № 19

Системы управления с инерционными золотниками нашли своё применение в различных конструкциях гидравлических ударных устройств. Высокая частота ударов обуславливает соответствующие скорости и частоты релейных переключений, что при явно выраженном динамическом процессе оказывает влияние на динамические и кинематические параметры движения золотника. При этом гидродинамические параметры жидкости и инерционность золотника определяют время релейного переключения и, соответственно, частотно-энергетический порог работы конструктивной схемы гидравлического ударного устройства. Данную задачу целесообразно решать с помощью методов математического моделирования.

При моделировании рабочего процесса приняты следующие допущения: термодинамический режим установившийся, поток рабочей жидкости неразрывен, утечки в уплотняемых сопряжениях отсутствуют, элементы конструкции абсолютно жесткие, сжатие газа в пневмоаккумуляторе происходит по политропному процессу. Типовая расчетная схема показана на рисунке. Согласно схеме, управление движением поршня-бойка осуществляется подпружиненным золотником. Переключение происходит под действием пружины и давления рабочей жидкости (при перетекании в

фазе разгона из полости взвода в сливную полость и удержание в открытом состоянии под действием гидродинамической силы). Обратная связь осуществляется по скорости бойка и, соответственно, по величине гидродинамической силы, удерживающей боёк в открытом положении. Инерционность подвижных масс учитывается силами инерции в дифференциальных уравнениях движения бойка и золотника. Инерционность и сжимаемость жидкости в математической модели учитывается в дифференциальных уравнениях расходов приведенным модулем упругости [1].

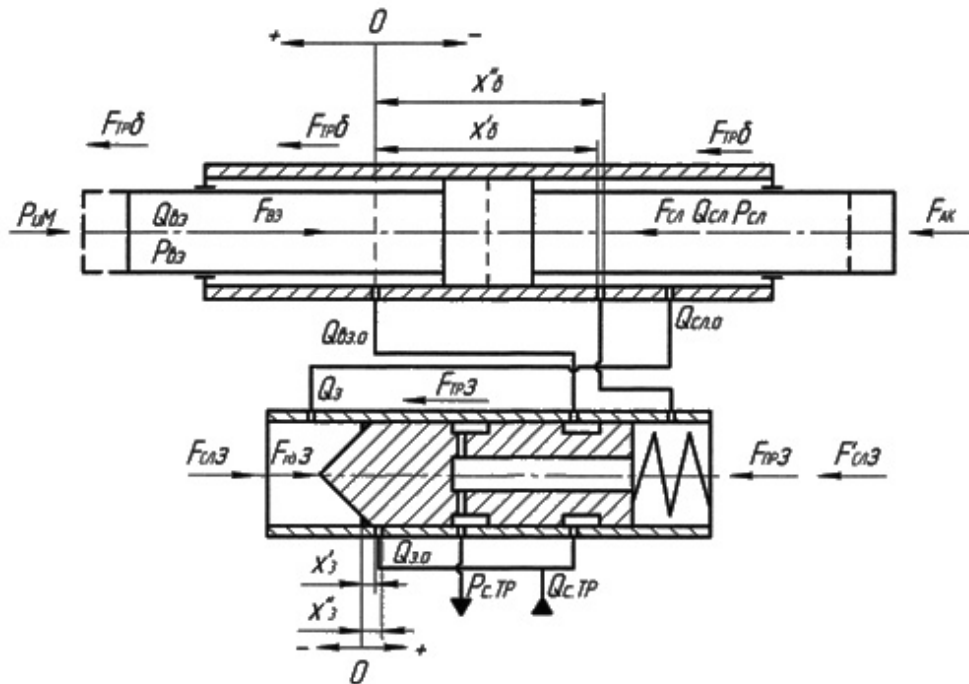
Механические перемещения подвижных элементов описываются уравнениями динамики в соответствии с принципом Эйлера-Даламбера. Тогда в любой момент времени для механической системы можно записать:

$$\sum \bar{F}_i + \sum \bar{R}_i + \sum \bar{\Phi}_i = 0,$$

где $\sum \bar{F}_i$ - главный вектор движущих сил или моментов сил; $\sum \bar{R}_i$ - главный вектор реакций; $\sum \bar{\Phi}_i$ - главный вектор сил инерции.

Гидравлические связи системы описываются при помощи уравнений неразрывности потока жидкости:

$$\sum Q_i + \sum Q_y + \sum Q_m + \sum Q_E = 0,$$



Расчетная схема ударного устройства

где $\sum Q_i$ - сумма расходов рабочей жидкости, поступающей в рассматриваемую полость; $\sum Q_y$ - сумма утечек для данной полости; $\sum Q_m$ - сумма расходов на перемещение механических элементов; $\sum Q_E$ - суммарная потеря расхода жидкости на ее деформацию и деформацию упругих элементов системы.

Уравнение движения бойка:

$$m_b \cdot \ddot{x}_b = -F_{эв.} + F_{сл.} + F_{тр.б.} \cdot \text{sign} \dot{x}_b - P_{ин.} + F_{ак.},$$

где $F_{эв.}$ - сила, действующая на боек со стороны взводящей полости; $F_{сл.}$ - сила, действующая на боек со стороны сливной полости; $F_{тр.б.}$ - сила трения бойка; $P_{ин.}$ - сила реакции горной породы; $F_{ак.}$ - сила действия на боек сжатого газа пневмоаккумулятора; \ddot{x}_b - ускорение бойка.

Уравнение движения золотника управления:

$$m_z \cdot \ddot{x}_z = F_{сл.} + F_{эд.} - F_{тр.з.} \cdot \text{sign} \dot{x}_z - F_{пр.} - F_{сл.} \cdot z',$$

где $F_{сл.}$ - сила, действующая на золотник при вытеснении жидкости из полости слива; $F_{эд.}$ - гидродинамическая сила; $F_{тр.з.}$ - сила трения золотника;

$F_{пр.}$ - сила действия пружины; \ddot{x}_z - ускорение золотника; z' - коэффициент, учитывающий наличие силы $F_{пр.}$.

Уравнение расхода жидкости для взводящей полости:

$$Q_{эв.} = Q_{эв.б.} + Q_{E.эв.}$$

где $Q_{эв.б.}$ - расход жидкости, вытесняемой из полости взвода; $Q_{E.эв.}$ - расход на деформацию рабочей жидкости в полости взвода и напорном трубопроводе.

Уравнение расхода жидкости для сливной полости:

$$Q_{сл.б.} = Q_{сл.о.} + Q_{з.о.} + Q_{з.} + Q_{Е.сл.}$$

где $Q_{сл.о.}$ - расход через сливное отверстие; $Q_{з.о.}$ - расход через золотниковое отверстие; $Q_{з.}$ - расход через площадь золотника; $Q_{Е.сл.}$ - расход на деформацию рабочей жидкости в сливной полости и сливном трубопроводе.

Уравнение расхода жидкости для соединительного трубопровода:

$$Q_{Н.} = Q_{взв.о.} + Q_{з.о.} + Q_{Е.с.мп.}$$

где $Q_{взв.о.}$ - расход через взводящее отверстие; $Q_{з.о.}$ - расход через золотниковое отверстие; $Q_{Е.с.мп.}$ - расход на деформацию рабочей жидкости в соединительном трубопроводе.

Сила, действующая на боек при взводе, определяется как:

$$F_{взв.} = P_{взв.} \cdot S_{взв.}$$

где $P_{взв.}$ - давление во взводящей полости; $S_{взв.}$ - площадь поперечного сечения взводящей полости.

Со стороны полости разгона (сливной полости) на боек действует сила:

$$F_{сл.} = P_{сл.} \cdot S_{сл.}$$

где $P_{сл.}$ - давление жидкости в сливной полости; $S_{сл.}$ - площадь поперечного сечения полости слива.

При движении бойка преодолевается сила трения бойка о манжеты и поясков бойка о стенки корпуса ударного устройства:

$$F_{тр.б.} = (P_{взв.} \cdot S_{взв.} \cdot B_1 + P_{сл.} \cdot S_{сл.} \cdot B_2 \cdot m_б \cdot g f_2) \cdot \text{sign } x_б,$$

где B_1, B_2 - постоянные коэффициенты силы трения уплотняющих манжет.

Сила сопротивления внедрению инструмента в массив горной породы

упрощённо может быть определена по формуле:

$$P_{ин.} = K_2 \cdot S_{инс.}$$

где K_2 - коэффициент удельного сопротивления; $S_{инс.}$ - площадь поперечного сечения инструмента;

Сила действия на боек газа в пневмоаккумуляторе:

$$F_{ак.} = P_0 \cdot \left(\frac{V_{ак.}}{V_{ак.} + S_{ак.} \cdot x_б.} \right)^n \cdot S_{ак.},$$

где P_0 - давление зарядки пневмоаккумулятора; $V_{ак.}$ - максимальный объем пневмоаккумуляторной полости; $S_{ак.}$ - площадь сечения пневмоаккумуляторной полости; $x_б.$ - текущее перемещение бойка; n - показатель политропы.

Сила, действующая на золотник во время взвода бойка:

$$F_{сл.з.} = P_{сл.} \cdot S_{з.},$$

где $S_{з.}$ - площадь поперечного сечения золотника.

В момент совершения рабочего хода бойка золотник удерживается в открытом положении гидродинамической силой:

$$F_{зб.} = \frac{\rho \cdot \cos \Theta \cdot Q_{з.о.}^2}{S_{з.}},$$

где ρ - плотность рабочей жидкости; Θ - угол действия гидродинамической силы; $Q_{з.о.}$ - расход жидкости, истекшей через золотниковое отверстие.

$$Q_{з.о.} = S_{з.о.} \sqrt{\frac{2}{\rho \xi_{з.о.}} |P_{с.мп.} - P_{сл.}| \text{sign}(P_{с.мп.} - P_{сл.})},$$

где $\xi_{з.о.}$ - коэффициент, учитывающий местные сопротивления; $P_{с.мп.}$ - давление жидкости в соединительном трубопроводе.

Сила трения золотника зависит от массы золотника и коэффициента трения:

$$F_{тр.з.} = m_з. \cdot g \cdot f_2,$$

где f_2 - коэффициент трения

Аналогично $F_{тр.б.}$, знак в уравнении движения золотника будет определяться сигнатурой скорости золотника. В закрытом состоянии золотник удерживается за счет силы действия пружины:

$$F_{пр.} = F_{пр.} + c \cdot x_з.$$

где $F_{пр.}$ - усилие предварительного поджатия; c - жесткость пружины; $x_з.$ - перемещение золотника.

В конце фазы взвода бойка сила $F_{сл.з.}$ уравновешивается силой $F_{сл.з.}$ действующей на золотник со стороны пружины. Причем, действие этой силы прекращается в момент открытия сливного отверстия в корпусе золотника управления, т.е. соответствующий началу разгона бойка.

Уравнение расхода насоса определяется из условия применения стационарного гидропривода с фиксированным расходом рабочей жидкости:

$$Q_n = q \cdot n \cdot \eta_{об.}$$

где q - рабочий объем насоса; n - частота вращения; $\eta_{об.}$ - объемный к.п.д. насоса.

Расход жидкости через взводящее отверстие в корпусе ударного блока:

$$Q_{взв.о.} = S_{взв.о.} \sqrt{\frac{2}{\rho \xi_{взв.о.}}} |P_{с.мп.} - P_{вз.}| \text{sign}(P_{с.мп.} - P_{вз.}),$$

где $S_{взв.о.}$ - площадь взводящего отверстия;

Расход жидкости через золотниковое отверстие в блоке управления:

$$Q_{з.о.} = S_{з.о.} \sqrt{\frac{2}{\rho \xi_{з.о.}}} |P_{с.мп.} - P_{вз.}| \text{sign}(P_{с.мп.} - P_{вз.})$$

Расход жидкости в сливной полости при перемещении бойка:

$$Q_{сл.б.} = S_{сл.} \cdot \dot{x}_б.$$

где $S_{сл.}$ - площадь сечения полости слива; $\dot{x}_б.$ - скорость перемещения бойка при взводе.

Расход жидкости во взводящей полости при перемещении бойка:

$$Q_{взв.б.} = S_{взв.} \cdot \dot{x}_б.$$

где $S_{взв.}$ - площадь сечения полости взвода; $\dot{x}_б.$ - скорость перемещения бойка.

При взводе бойка жидкость вытесняется из полости слива через сливное отверстие:

$$Q_{сл.о.} = S_{сл.о.} \sqrt{\frac{2}{\rho \xi_{сл.о.}}} |P_{сл.} - P_{ам.}| \text{sign}(P_{сл.} - P_{ам.}),$$

где $S_{сл.о.}$ - площадь сливного отверстия; $P_{сл.}, P_{ам.}$ - давление жидкости соответственно в сливном трубопроводе и баке гидропривода.

Расход жидкости на перемещение золотника управления:

$$Q_з. = S_з. \cdot \dot{x}_з.$$

Сжимаемость рабочей жидкости учитывается приведенным модулем упругости. Поэтому расход жидкости через трубопроводы определится следующим образом:

Для напорного трубопровода:

$$Q_{E.взв.} = \frac{V_{взв.}}{E} \cdot \frac{dP_{взв.}}{dt}$$

Для сливного трубопровода:

$$Q_{E.сл.} = \frac{V_{сл.}}{E} \cdot \frac{dP_{сл.}}{dt}$$

Для соединительного трубопровода:

$$Q_{E.c.мп.} = \frac{V_{c.мп.}}{E} \cdot \frac{dP_{c.мп.}}{dt}$$

где $V_{взв.}, V_{сл.}, V_{с.мп.}$ - объемы напорного, сливного и соединительного трубопроводов соответственно; E - приведенный модуль упругости жидкости.

Переменные площади сливного и золотникового отверстий определяются в зависимости от координат бойка и золотника. С целью упрощения вычислений принято допущение о прямоугольной форме этих отверстий, причем длина их равна диаметру эквивалентных круглых отверстий,

а ширина определяется из условия равенства площадей.

Приведенная совокупность математических зависимостей позволяет провести вычислительный эксперимент для установления эксплуатационных возможностей данной схемы, получить диаграммы движения бойка и золотника управления с целью исследования рабочего процесса ударного устройства и установить зависимость энергии, частоты ударов, к.п.д. от подачи насоса и конструктивных параметров ударного блока и блока управления. Система дифференциальных уравнений второго порядка решается известными численными методами с применением ЭВМ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гамынин Н.С. Гидравлический привод систем управления – М.: Машиностроение 1972. **ГИАБ**

Коротко об авторах

Лазуткин С.Л., Фабричный Д.Ю. – МН ВлГУ.

Доклад рекомендован к опубликованию семинаром № 19 симпозиума «Неделя горняка-2008». Рецензент д-р техн. наук, проф. Л.И. Кантович.



ДИССЕРТАЦИИ

ТЕКУЩАЯ ИНФОРМАЦИЯ О ЗАЩИТАХ ДИССЕРТАЦИЙ ПО ГОРНОМУ ДЕЛУ И СМЕЖНЫМ ВОПРОСАМ

Автор	Название работы	Специальность	Ученая степень
ИНСТИТУТ ПРОБЛЕМ КОМПЛЕКСНОГО ОСВОЕНИЯ НЕДР РАН			
СВЕЧНИКОВА Наталья Юрьевна	Обоснование выбора собирателей из группы алкенов изомерного строения для интенсификации флотации угля	25.00.13	к.т.н.