

УДК 622.232.5:532.517.6:532.232.72

ИМИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ ГЕНЕРАТОРА ИМПУЛЬСНОЙ ВОДЯНОЙ СТРУИ

Гулин В.В. инженер,

Донецкий государственный технический университет

Составлена система уравнений, позволяющая путем построения имитационной модели генератора импульсной струи оптимизировать его рабочий процесс при помощи ЭВМ.

The set of equations permitting by a construction the simulation models of a generator of an impulse jet to optimize it the working process with the help of the computer is composed.

Применение импульсной водяной струи во многих случаях позволяет значительно улучшить параметры гидравлического разрушения за счет использования более высокого давления при сохранении (либо даже при уменьшении) количества воды, расходуемой на отбойку. Это позволяет снизить влажность отбитого материала, реализовать наиболее оптимальный механизм разрушения, особенно для хрупких объектов.

Для создания импульсных струй с различными параметрами используются генераторы, выполненные по разнообразным схемам. В общем, каждый из них представляет собой сложную гидродинамическую систему, рабочий процесс которой определяется большим количеством факторов.

Для полного исследования функционирования генератора, с целью определения значений факторов, обеспечивающих рациональный качественный рабочий режим, а также оценки поведения системы при их отклонении от установленных значений необходимо проведение большого числа экспериментов, что связано со значительными затратами времени и средств. Имитационное моделирование на ЭВМ позволит быстро исследовать большое количество вариантов сочетаний факторов, оценить влияние любого из факторов и произвести обоснованный выбор их оптимальных значений на основе анализа выходного параметра объекта.

Одним из наиболее перспективных является генератор импульсной струи, созданный на кафедре «Горная механика». Подробное описание его устройства и рабочего процесса приведено в [1].

Для построения математической модели системы в целом разобьем ее на основные звенья, запишем уравнения, отражающие динамику процессов в них, связи и ограничения, накладываемые особенностями конструктивного выполнения узлов генератора.

На основании результатов исследований систем, близких к рассматриваемой по физическим процессам, а также предварительного моделирования на ЭВМ отдельных блоков и узлов, при составлении модели приняты следующие допущения.

- ♦ Во входном сечении напорной магистрали не учитываются пульсации давления и неравномерность подачи рабочей жидкости, связанные с работой питающего насоса объемного принципа действия. Взаимосвязь давления и подачи задается усредненной напорной характеристикой насосного агрегата.
- ♦ Инерционность масс элементов системы пренебрежимо мала ввиду того, что усилия, определяемые гидравлическими воздействиями, значительно превосходят силы инерции, возникающие при движении.
- ♦ Волновые процессы учитываются только в гидравлических линиях связи системы управления, поскольку именно они оказывают решающее влияние на поведение объекта.
- ♦ Изменение состояния (давления и объема) воздуха в гидропневмоаккумуляторах подчиняется политропному закону с показателем политропы $m = 1,3$.
- ♦ Сбросная линия системы управления представляется в модели эквивалентным гидравлическим сопротивлением, сконцентрированным у сбросного отверстия.
- ♦ Утечки жидкости из системы в атмосферу и перетоки через уплотнительные устройства внутри узлов генератора отсутствуют.

Расчетная схема, созданная на основе гидравлической схемы генератора импульсов давления с системой гидроэнергетического обеспечения, представлена на рисунке.

В модели рассматривается движение трех элементов (см. рис.1): плунжер-клапана распределителя 1, поршня-клапана управляющего клапана 2, поршня накопителя 3. Движение поршня рабочего гидропневмоаккумулятора 4 происходит синхронно с движением поршня накопителя, поэтому в модели учитывается путем контроля расхода жидкости, поступающего в жидкостную полость ГПА. На входе генератора установлен балластный ГПА 5, соединенный с накопителем 3 и распределителем 1 зарядным дросселем 6. Система энергетического

вивалентной длины к линии **ДК**. Поэтому волновые процессы в ней за полное время цикла можно не учитывать.

Линия **ВА** имеет малую длину, а линии силовой части проектируемого генератора, соединяющие рабочие камеры основного ГПА, накопителя и распределителя будут иметь длину сравнимую с внутренним диаметром и конструктивно выполняются в виде металлических трубопроводов. Время $2L_i/c_i$ (двойного пробега волны, где L_i - длина i -ой линии, c_i - скорость распространения ударной волны в i -ой линии) равно примерно $2 \cdot 10^{-4}$ с (0,2 мс) существенно ниже расчетной длительности генерируемых импульсов (порядка $2 \cdot 10^{-2}$ с, то есть 20 мс). Поэтому волновые процессы в этих линиях также можно не учитывать, а сопротивлениями данных каналов (ввиду их малых величин) можно пренебречь при сохранении достаточной точности модели. Рассмотрим основные уравнения, описывающие рабочий процесс генератора импульсной струи.

Перемещение подвижных элементов определяется равнодействующей сил давления на рабочие поверхности. При сделанных нами допущениях за достаточно малое время одного временного шага движение всех элементов можно считать равномерным. В этом случае в уравнениях движения будет отсутствовать инерционная составляющая. Во внимание принимаются силы, воздействующие на рабочие поверхности и направленные только вдоль оси. Сила трения в процессе движения направлена против вектора скорости, а при неподвижном элементе противоположна направлению равнодействующей активных сил.

Точка **В** схемы характеризуется балансом расходов

$$Q'_0 - Q_{BJ} - Q_{BA} - Q_{ZB} = 0 \quad (1)$$

где Q'_0 - расход, подводимый от насосного агрегата; Q_{BJ} , Q_{BA} - расходы, соответственно, в линиях **ВJ** и **ВА**; Q_{ZB} - расход в балластный ГПА.

Расход Q'_0 на первом шаге принимается равным номинальной подаче насоса, а затем уточняется по значению давления в точке **В** - p_B (или p_0 - давлению на выходе насосного агрегата) с использованием его напорной характеристики.

Давление p_B определяется состоянием газа в балластном ГПА. В соответствии с принятым допущением

$$p_B \cdot W_B^m = p_{OB} \cdot W_{OB}^m, \quad (2)$$

где $p_B, W_B; p_{OB}, W_{OB}$ - текущие и начальные давление и объем газа в газовой полости ГПА.

(8) Текущий объем газа в ГПА в момент времени τ :

$$W_B = W_{OB} - \int_0^{\tau} Q_{ZB}(t) dt. \quad (3)$$

Максимальное значение давления p_B ограничивается предохранительным клапаном. Если значение p_B меньше давления настройки предохранительного клапана $p_{ПК}$, то клапан закрыт и $Q'_0 = Q_0$. В противном случае клапан, открываясь, обеспечивает сброс части жидкости на слив. При этом $Q_{кл} \leq Q_0$ и в итоге $Q'_0 = Q_0 - Q_{кл}$.

Баланс расходов в точке А запишется в следующем виде:

$$Q_{BA} - Q_{ZN} - Q_{AG} - Q_{AC} = 0. \quad (4)$$

Давление p_A отличается от p_B на величину потерь в зарядном дросселе и может быть определено

$$p_A = p_B - a_1 \cdot Q_{BA} |Q_{BA}| \quad (5)$$

где a_1 - гидравлическое сопротивление зарядного дросселя.

С другой стороны давление p_A определяется состоянием распределителя и положением поршня накопителя.

Если поршень накопителя не находится ни в одном из конечных положений на упорах, то есть, координата поршня z будет в пределах $0 < z < z_0$ (z_0 - полный ход поршня-накопителя), то, с учетом принятых допущений,

$$p_A = p_N = p_{РГПА}, \quad (6)$$

где p_N - давление в точке N; $p_{РГПА}$ - давление газа в рабочем ГПА.

Уравнение состояния газа в рабочем ГПА

$$p_{РГПА} \cdot W_{РГПА}^m = p_{OA} \cdot W_{OA}^m, \quad (7)$$

где $W_{РГПА}$ - текущий объем газа в полости рабочего ГПА;

p_{OA}, W_{OA} - начальные давление закачки и объем газа в газовой полости рабочего ГПА.

Текущий объем воздуха в момент времени τ определяется по выражению, аналогичному (4)

$$W_{РГПА} = W_{OA} - \int_0^{\tau} Q_N(t) dt. \quad (7)$$

Если распределитель открыт (координата положения плунжер-клапана $x \neq 0$), то существует расход Q_{AC} . В этом случае:

$$P_A = (a_p + a_{нас}) \cdot Q_{AC}^2, \quad (8)$$

где a_p - переменное сопротивление распределителя, определяемое по выражению:

$$a_p = \frac{\rho}{2\mu^2(x) \cdot \omega^2(x)}, \quad (9)$$

где ρ - плотность воды;

$\mu(x)$ - коэффициент расхода;

$\omega(x)$ - площадь проходного сечения проточной части;

x - величина открытия (координата плунжер-клапана) распределителя;

$a_{нас}$ - гидравлическое сопротивление насадка устройства:

$$a_{нас} = \frac{8\rho}{(\mu_{нас} \cdot \pi \cdot d_{нас}^2)^2}; \quad (10)$$

$\mu_{нас}$ - коэффициент расхода;

$d_{нас}$ - диаметр выходной цилиндрической части насадка.

Если распределитель закрыт ($x = 0$), то расход $Q_{AC} = 0$ и давление перед насадком $P_{нас}$ равно атмосферному.

Если поршень накопителя находится на одном из упоров (координата $z=0$ или $z=z_0$), то давление в точке А

$$P_A \neq P_{РГПА}, \text{ но } P_N = P_{РГПА}. \quad (11)$$

При закрытом распределителе ($x=0$) $P_A \approx P_B$, а при открытом ($0 < x < x_0$) значение P_A определяется в соответствии с выражениями (5) и (8).

Площади рабочих поверхностей плунжер-клапана распределителя определяются в соответствии с его размерами. В нашем варианте конструктивного выполнения по рис.2 обозначены:

$d_{нн}$ и $d_{нв}$ - диаметр поршневой части плунжер-клапана, наружный и внутренний соответственно,

$d_{инн}$ и $d_{инв}$ - диаметр штоковой части плунжер-клапана, наружный и внутренний соответственно.

Таким образом, используя обозначения рабочих камер по рис.2, получаем четыре рабочих площади распределителя:

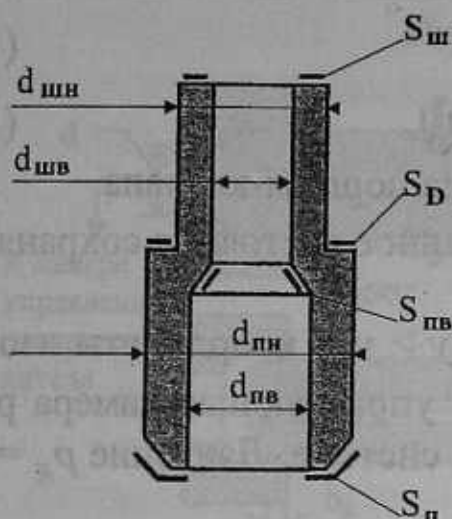


Рисунок 2 - К определению рабочих площадей распределителей

$$S_n = \pi(d_{пн}^2 - d_{пв}^2)/4;$$

$$S_{пв} = \pi(d_{пв}^2 - d_{шв}^2)/4;$$

$$S_D = \pi(d_{пв}^2 - d_{шн}^2)/4;$$

$$S_{ш} = \pi(d_{шн}^2 - d_{шв}^2)/4.$$

Уравнения движения плунжер-клапана записываются с учетом принятых допущений для двух случаев:

-при открытом распределителе ($x \neq 0$)

$$p_C(S_n + S_{пв}) - p_D S_D - p_C S_{ш} = 0, \quad (12)$$

-при закрытом ($x = 0$)

$$p_C S_{пв} - p_D S_D - p_C S_{ш} = 0. \quad (13)$$

Скорость движения плунжер-клапана можно определить по расходу из камеры D - Q_D :

$$V_x = Q_D / S_D. \quad (14)$$

Для точки N можно записать баланс расходов в виде:

$$Q_{ZN} - Q_{NF} - Q_N = 0. \quad (15)$$

Скорость движения поршня накопителя определится

$$V_z = Q_{ZN} / S_N, \quad (16)$$

где S_N - рабочая площадь поршня накопителя.

Уравнение движения управляющего клапана записывается в виде:

$$p_K S_K + p_G S_G - p_F S_F - p_E S_E = 0, \quad (17)$$

где p_G, p_F, p_K, p_E - давление, соответственно, в камерах G и F, полостях K и E (см. рис. 1);

S_G, S_F, S_K, S_E - площади рабочих поверхностей поршня-клапана в соответствующих камерах и полостях.

В процессе движения управляющего клапана происходит изменение конфигурации системы, связанное с переключением управляющей камеры распределителя, поэтому изменяются и соотношения между давлениями в различных точках схемы.

Последовательные фазы переключения управляющего клапана, представлены на рис.3.

Фаза 1. Координата поршня-клапана $y = 0$. Сброс закрыт, управляющая камера распределителя соединена с подводом рабочей жидкости. Давление

$$P_E = P_J = P_B; \quad (18)$$

$$P_K = P_B - a_{кан} \cdot Q_D \cdot |Q_D|, \quad (19)$$

где $a_{кан}$ - сопротивление осевого канала поршня-клапана.

При перемещении поршня-клапана данное состояние сохраняется до момента изоляции подвода.

Фаза 2. Координата поршня-клапана $y > y_1$ - координаты изоляции подвода. Сброс и подвод перекрыты, управляющая камера распределителя гидравлически изолирована в системе. Давление $P_K = P_E = P_D$, и расход $Q_D = 0$.

В модели транзитный расход из камеры J через полости E и K на сброс в момент переключения клапана отсутствует.

Такое состояние сохраняется до момента открытия сброса.

Фаза 3. Координата поршня-клапана $y > y_2$ - координаты открытия сброса. Подвод перекрыт, управляющая камера распределителя через полость K управляющего клапана соединена со сбросом.

В этом случае

$$P_K = a_{сб} \cdot Q_D^2, \quad (20)$$

где $a_{сб}$ - гидравлическое сопротивление сбросной линии управляющего клапана, определяется аналогично выражению (12), как функция координаты поршень-клапана y .

Давления

$$P_D = P_K \text{ и } P_E = P_K, \quad (21)$$

Как видно по рис.3, полный ход поршня-клапана y_0 :

$$y_0 = \frac{d_E}{4 \sin \alpha} + h_p + \frac{d_K}{4 \sin \alpha} \quad (22)$$

где d_E , d_K - диаметры седел клапанов, соответственно, на подводе (полость E) и сбросе (полость K);

α - угол конуса клапанов;

h_p - величина перекрытия золотниковых частей поршень - клапана, обеспечивающих гидравлическую изоляцию управляющей камеры распределителя при переключении.

При моделировании волновых процессов в линиях генератора описанная выше система дополняется уравнениями неустановившегося течения реальной капельной жидкости [2; 3]

$$\frac{\partial p(l_i; t)}{\partial l_i} = - \frac{\rho}{c_i} \cdot \frac{\partial Q(l_i; t)}{\partial t} + I_i, \quad (23)$$

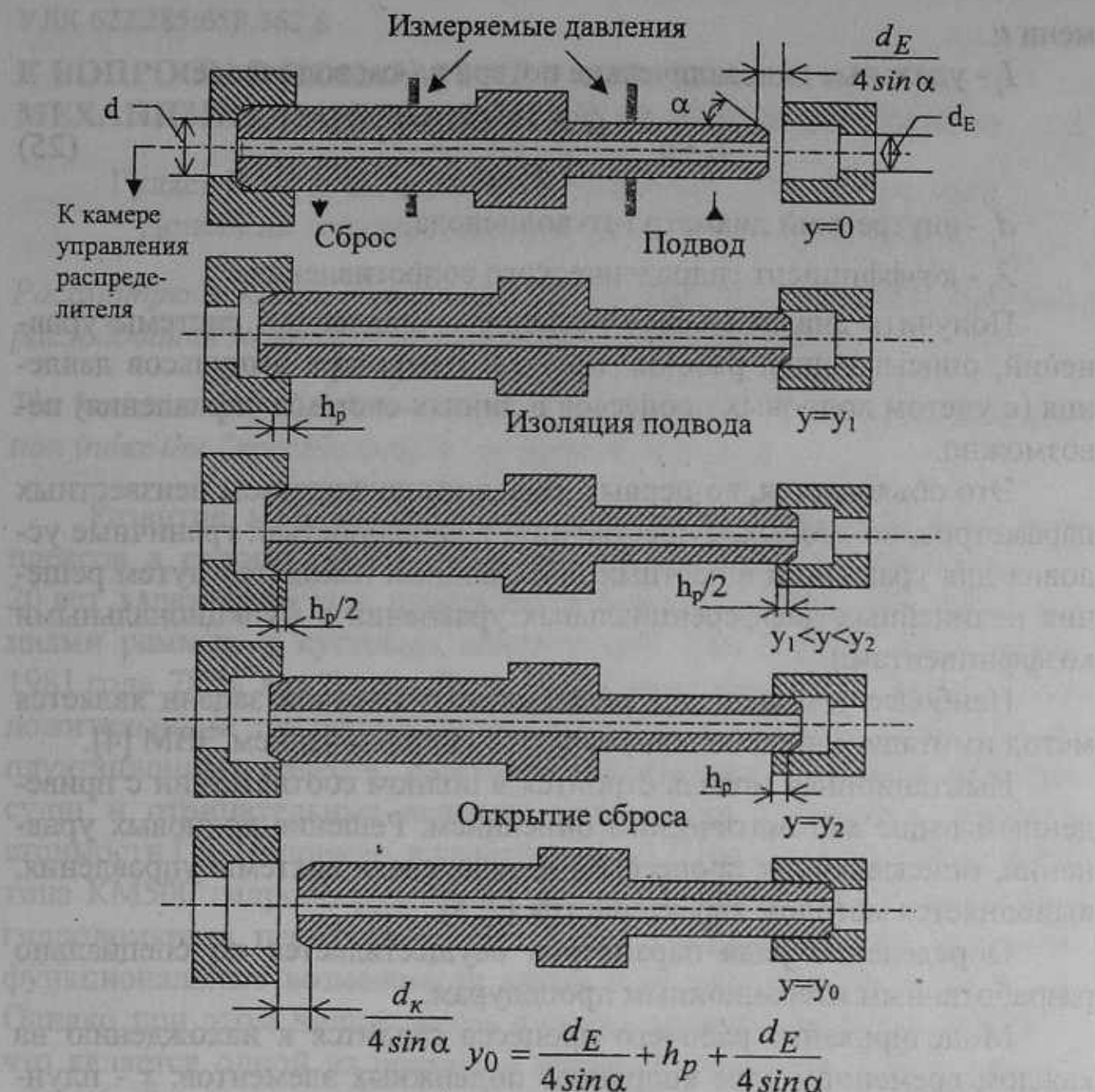


Рисунок 3 - Фазы переключения управляющего клапана

$$\frac{\partial p(l_i; t)}{\partial t} = -\frac{\rho c_i^2}{S_i} \cdot \frac{\partial Q(l_i; t)}{\partial t}, \quad (24)$$

где i - номер гидравлической линии (волновода);

l_i - координата контрольного сечения i -го волновода;

t - время;

ρ - плотность рабочей жидкости;

c_i - скорость распространения ударной волны в i -ом волновом;

S_i - площадь поперечного сечения i -го волновода;

$p(l_i; t)$, $Q(l_i; t)$ - соответственно, значения давления и расхода в контрольном сечении с координатой l_i i -го волновода в момент вре-

мени t ;

I_i - удельные гидравлические потери в i -ом волноводе:

$$I_i = \rho \frac{\lambda_i \cdot Q(l_i; t) \cdot |Q(l_i; t)|}{2 \cdot S_i^2 \cdot d_i}; \quad (25)$$

d_i - внутренний диаметр i -го волновода;

λ_i - коэффициент гидравлического сопротивления.

Получить аналитическое решение составленной системы уравнений, описывающей рабочий процесс генератора импульсов давления (с учетом волновых процессов в линиях системы управления) невозможно.

Это объясняется, во-первых, большим количеством неизвестных параметров, во-вторых, существенной нелинейностью: граничные условия для уравнений в частных производных находятся путем решения нелинейных дифференциальных уравнений с функциональными коэффициентами.

Наиболее удобным для решения поставленной задачи является метод имитационного моделирования с использованием ЭВМ [4].

Имитационная модель строится в полном соответствии с приведенным выше математическим описанием. Решение волновых уравнений, описывающих процессы в линиях связи системы управления, выполняется методом характеристик [2, 5].

Определение ряда параметров осуществляется по специально разработанным итерационным процедурам.

Моделирование рабочего процесса сводится к нахождению на каждом временном слое координат подвижных элементов: x - плунжер-клапана распределителя, y - поршня накопителя, z - поршень-клапана управляющего клапана; скоростей V_x , V_y , V_z их перемещения и определению на этой основе конфигурации системы, давлений и расходов в расчетных точках.

Список источников

1. Гидроимпульсное устройство / Тимошенко Г.М., Гулин В.В., Тимошенко В.Г., Селивра С.А. / Патент Украины № 6173. Приоритет от 20.02.91г. МКИ E21 C 45/00.
2. Фокс Д.А. Гидравлический анализ неустановившегося течения в трубопроводах: Пер. с англ. - М.: Энергоиздат, 1981. - 248 с.
3. Чарный И.А. Неустановившееся движение реальной жидкости в трубопроводах. - М.: Недра, 1975. - 296 с.
4. Гудсон. Обзор методов моделирования переходных процессов в гидравлических линиях // Труды американского общества инженеров-механиков Trans of the ASME. Сер. Д. Теоретические основы инженерных расчетов. - 1972, № 2. - С.236-245.
5. Тимошенко Г.М. Научные основы проектирования и эксплуатации насосных установок в переходных режимах. К.: Вища шк. Головное изд-во, 1986. - 127 с.