Записки Ленинградского ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции
и ордена Трудового Красного Знамени горного института им. Г.В.Плеханова,
т. ХХХУII, 1981 г.

УДК 621.22

НЕСТАЦИОНАРНОЕ ТЕЧЕНИЕ В СИСТЕМЕ ГИДРОПРИВОДА ПРИ ТОРМОЖЕНИИ ПОРШНЯ С ИНЕРЦИОННОЙ НАГРУЗКОЙ

К.Г.АСАТУР, Г.М.ЕГОРОВ,
С.Г.ЗАРИЦКИЙ, А.С.СМОРОДИН

В практике эксплуатации систем гидропривода горных машин большую роль играют гидравлические удары, возникающие при переключении его распределительных устройств и часто являющиеся причиной выхода из строя элементов гидросистем. Ввиду того, что мощность и нагрузки гидроприводов продолжают неуклонно возрастать, особый интерес представляет повышение давления при торможении поршней со значительной инерционной нагрузкой. Изучение нестационарного течения в этих условиях имеет большое значение для повышения надежности и долговечности мощных гидромашин.

Задача о торможении поршня силового гидроцилиндра была рассмотрена в работе В.Эриста [3]. Однако предложенная в ней система уравнений не замкнута и для их решения требуются дополнительно принимаемые предположения. Их выбирают на основе результатов опытов, и с теоретической точки зрения они имеют характер произвольных допущений, поэтому получаемые при расчетах результаты ненадежны.

Причина несовершенства существующего метода заключается в недооценке в его основных положениях упругих свойств жидкости и стенок трубопроводов гидросистемы - неполноценности построенной физической схемы процесса. Фактически он является колебательным, определяющимся теми же свойствами гидросистем, что и гидроудар согласно теории Н.Е.Жуковского.

Рассмотрим следующую схему (см.рисунок). Из резервуара 8 насосом 6 через распределитель 5 жидкость подается в силовой цилиндр 2, поршень 3 которого имеет большую инерционную нагрузку 4. Переливной клапан I поддерживает постоянное давление в узле A гидросистемы - начале участка нестационарного течения жидкости. Оно возникает при быстром регулировании отверстия дросселя 7. За дросселем, в сливной линии давление примем равным атмосферному; геометрическим напором жидкости, как обычно в системах гидропривода, будем пренебрегать. Нестационарное течение рассматривается на участке системы от узла A до регулируемого отверстия 7. Исследуем

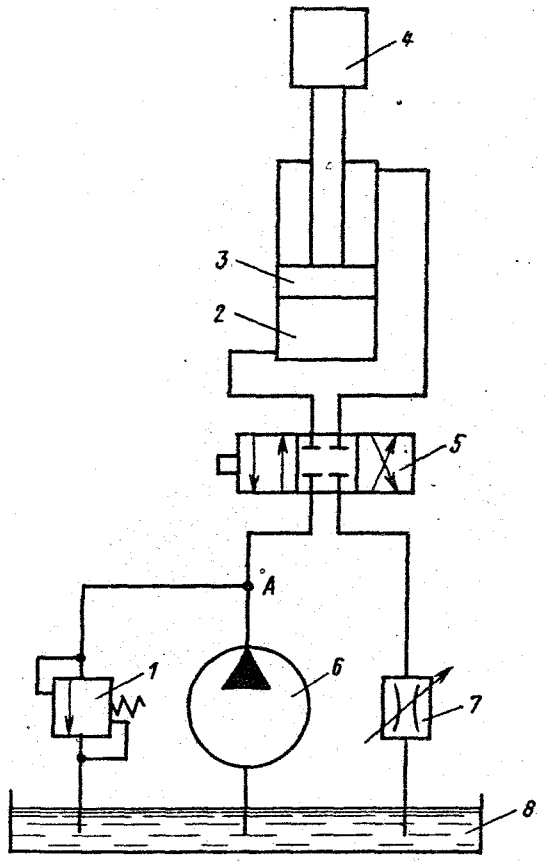


Схема системы гидропривода при торможении поршня с нагрузкой

случай закрытия отверстий регулятора, которое вызывает торможение поршня и жидкости в системе и, следовательно, повышение давления (гидроудар) в ней.

Масса жидкости, тормозимой за отрезок времени dt, при регулировании отверстия распределителя

$$M=\rho(Fl+F_T l_T), \qquad (I)$$

где ρ - плотность жидкости;
F - площадь сечения цилиндра;
l - длина участка колонны жидкости, находящейся в цилиндре;
F_T - сечение трубопровода; l_T - длина трубопровода за цилиндром.

При закрывании отверстия регулятора часть жидкости истекает через него. Давление остальной части жидкости p за время dt повышается на величину dp. При этом масса невытекшей жидкости M, количественно оставаясь неизменной, из-за упругости самой жидкости, а также металла стенок трубопровода и цилиндра претерпевает следующие частные изменения: а) вследствие сжатия (уменьшения объема) под давлением плотность жидкости меняется на величину $d\rho$; б) вследствие растяжения стенок под давлением сечение трубопровода меняется на величину dF_T, а сечение цилиндра - на величину dF; в) длина участка l сокращается на длину dl, длина колонны жидкости в трубопроводе l_T остается неизменной.

Для получения зависимости между всеми названными величинами продифференцируем выражение (I) и, разделив на M, приравняем dM нулю:

$$\frac{dM}{M}=\frac{d\rho}{\rho}+\frac{l\,dF+l_T\,dF_T}{Fl+F_T l_T}+\frac{F(dl+dy)}{Fl+F_T l_T}=0, \qquad (2)$$

где dy - длина вытекшей из трубопровода за время dt колонны жидкости.

Учитывая, что

$$F=\pi D^2/4\,; \quad F_T=\pi D_T^2/4\,,$$

из уравнения (2) получим

$$\frac{d\rho}{\rho}+2\,\frac{l\,D\,dD+l_T D_T dD_T}{D^2 l+D_T^2 l_T}-\frac{dl+dy}{l+\frac{F_T}{F}l_T}=0, \qquad (3)$$

где D - диаметр цилиндра; $D_т$ - диаметр трубопровода.

По закону Гука имеем

$$\frac{d\rho}{\rho}=\frac{dp}{\varepsilon};\quad dD=\frac{D^2dp}{2E\delta}\;;\quad dD_т=\frac{D_т^2dp}{2E_т\delta_т},$$

где $e\varepsilon$ - объемный модуль упругости жидкости; E и $E_т$ - модуль упругости стенки соответственно цилиндра и трубопровода; δ и $\delta_т$ - толщина стенки соответственно цилиндра и трубопровода.

Уравнение (3) примет вид

$$\left(\frac{1}{\varepsilon}+\frac{\frac{lD^3}{E\delta}+\frac{l_тD_т^3}{E_т\delta_т}}{D^2l+D_т^2l_т}\right)dp+\frac{dl+dy}{l+\frac{F_т}{F}l_т}=0. \tag{4}$$

Введя обозначения $\alpha_1=\frac{D}{E\delta}$; $\alpha_2=\frac{D_т^3l_тE\delta}{E_т\delta_тD^3}$; $\alpha_3=\frac{D_т^2}{D^2}l_т=\frac{F_т}{F}l_т$,

уравнение (4) можно записать в форме

$$\left(\frac{1}{\varepsilon}+\alpha_1\frac{l+\alpha_2}{l+\alpha_3}\right)dp+\frac{dl+dy}{l+\alpha_3}=0. \tag{5}$$

Определим длину вытекшего из цилиндра под давлением p объема жидкости за время dt. Изменение площади регулирующего отверстия - функция времени $F_0=F_B(t)$. В частности, при линейном законе изменения площади отверстия, принимая давление в сливной линии равным нулю и пренебрегая другими потерями, можем написать

$$F_B=F_0\left(1-\frac{t}{\tau}\right);$$

тогда согласно закону истечения жидкости

$$dy=\mu\frac{F_0}{F}\left(1-\frac{t}{\tau}\right)\sqrt{\frac{2p}{\rho}}\,dt, \tag{6}$$

где μ - коэффициент расхода; F_0 - максимальная площадь открытия отверстия регулятора; t - текущее значение времени; τ - полное время регулирования.

Введя обозначение $\alpha_4=\mu\frac{F_0}{F}\sqrt{\frac{2}{\rho}}$, уравнение (6) получим в виде

$$dy=\alpha_4\left(1+\frac{t}{\tau}\right)\sqrt{p}\,dt. \tag{7}$$

Подставив выражение (7) в (5), найдем

$$\left(\frac{1}{\varepsilon}+\alpha_1\frac{l+\alpha_2}{l+\alpha_3}\right)dp+\frac{dl}{l+\alpha_3}+\frac{\alpha_4}{l+\alpha_3}\sqrt{p}\left(1-\frac{t}{\tau}\right)dt=0. \tag{8}$$

Уравнение (8) выражает зависимость изменения длины участка l при изменении давления p в функции времени t. Другое уравнение, выражающее зависимость между теми же величинами, получится из закона движения поршня цилиндра

$$m\frac{d^2l}{dt^2}-(p-p_н+p_{тр})F=0, \tag{9}$$

где m - масса поршня; $p_н$ - развиваемое насосом давление в узле A трубопровода перед поршнем; $p_{тр}$ - давление, затрачиваемое на трение в жидкости.

Обозначив $\alpha_5 = F/m$, приведем уравнение (9) к виду

$$\frac{d^2l}{dt^2} - \alpha_5 (p - p_н + p_{тр}) = 0 .$$

Сопротивление трения в системе гидропривода примем как для режима ламинарного течения и, обозначив $\alpha_6 = 32\mu_0 D^2 l_c / D_т^4$, получим

$$p_{тр} = \alpha_6 v ,$$

где μ_0 - динамический коэффициент вязкости жидкости; l_c - общая длина трубопроводов в системе на участке нестационарного течения от узла A до регулятора 7 без учета потока в цилиндре и распределителе; $v = dl/dt$.

Обозначив давление переливного клапана в начале участка $p_к$, для условий начального стационарного течения получим

$$p_н = p_к = p_0 + \alpha_6 v_0 , \qquad (10)$$

где p_0 - начальное давление при истечении через регулятор; v_0 - начальная скорость движения поршня.

Подставив выражение (10) в (9), найдем

$$\frac{dv}{dt} + \alpha_5 \left[(p - p_0) + \alpha_6 (v - v_0) \right] = 0 . \qquad (11)$$

Величины p_0 и v_0 связаны уравнением

$$p_0 = \left(\frac{v_0}{\alpha_4} \right)^2 .$$

Уравнения (8) и (11) при совместном решении с соответствующими граничными условиями дают решение поставленной задачи. Начальные условия при $t = 0$ запишем в следующем виде:

$$l = l_0 ; \quad \frac{dl}{dt} = -v_0 ; \quad p = p_0 = \left(\frac{v_0}{\alpha_4} \right)^2 . \qquad (12)$$

Полученная система из двух уравнений после несложных преобразований приводится к системе из трех дифференциальных уравнений первого порядка, которая решается методом Рунге - Кутта по специальной программе „ду" на ЭВМ «Наири-2" [2]. После указанных преобразований получим систему

$$\frac{dp}{dt} = \frac{v}{a_1 l + a_2} - a_3 \sqrt{p} \left(1 - \frac{t}{\tau} \right) \frac{1}{a_1 l + a_2} ;$$

$$\frac{dv}{dt} = -a_4 \left[(p - p_0) + a_5 (v - v_0) \right] ;$$

с теми же начальными условиями (12), где $a_1 = \frac{1}{\varepsilon} + \alpha_1$; $a_2 = \frac{\alpha_3}{\varepsilon} + \alpha_1 + \alpha_2$; $a_3 = \mu \frac{F_0}{F} \sqrt{\frac{2}{\rho}}$; $a_4 = \frac{F}{m}$; $a_5 = \alpha_6$.

Результаты расчетов на ЭВМ сведены в таблицу. В расчетах принято: $D = 10$ см; $\delta = 0{,}6$ см; $D_т = 2$ см; $\delta_т = 0{,}3$ см; $l_т = 200$ см; $\varepsilon =$

Колебание давления в системе гидропривода при закрытии регулятора

Вариант	t, мс	v, см/с	p, МПа	$p-p_0$, МПа	Фаза
1	0,0	40,0	5,000	0,000	Закрытие отверстия
	0,6	38,5	54,760	0,476	
	1,0	33,1	6,266	1,266	
	2,0	15,8	8,134	3,134	Колебания давления
	3,0	-17,2	8,069	3,069	
	5,0	-12,2	4,440	-0,560	
	6,0	18,6	4,703	0,297	
	7,0	28,9	6,590	1,590	
	8,0	8,8	8,085	3,085	
	9,0	-19,6	7,647	2,647	
2	0,0	40,0	5,000	0,000	Закрытие отверстия
	0,6	34,4	5,432	0,432	
	1,0	17,1	5,955	0,955	
	2,0	-8,3	6,392	1,392	Колебания давления
	3,0	-5,9	5,510	0,510	
	4,0	13,3	5,999	0,999	
	5,0	-8,5	6,250	1,250	
3	0,0	5,7	0,100	0,000	Закрытие отверстия
	0,6	5,5	0,166	0,059	
	1,0	4,8	0,263	0,163	
	2,0	2,3	0,541	0,441	Колебания давления
	3,0	-2,5	0,531	0,431	
	4,0	-4,5	0,254	0,154	
	5,0	-1,8	0,468	0,368	
4	0,0	5,70	0,100	10,000	Закрытие отверстия
	3,0	3,60	0,197	0,097	
	5,0	0,04	0,232	0,132	
	6,0	0,04	0,230	0,130	Колебания давления
	7,0	0,04	0,230	0,130	
	9,0	0,04	0,230	0,130	
5	0,0	5,7	0,100	0,000	Закрытие отверстия
	3,0	5,6	0,182	0,082	
	5,0	5,1	0,341	0,241	
	6,0	5,1	0,341	0,241	Колебания давления
	9,0	5,1	0,341	0,241	
6	0,0	5,7	2,050	0,000	Закрытие отверстия
	2,0	5,5	2,197	0,147	
	4,0	4,5	2,579	0,529	
	5,0	3,4	12,819	0,769	

= I,4 ГПа; $E = E_T$ = 2I0 ГПа; ρ = 880 кг/м^3; l_0 = I0 см; μ = 0,64; μ_0 = = 0,02 Па·с. Варьируемыми величинами являются F_0, v_0, m и τ. Всего рассчитано шесть вариантов:

I) F_0 = 0,45 см^2; v_0 = 0,04 см/мс; m = 48 кг; τ = I мс;
2) F_0 = 0,45 см^2; v_0 = 0,04 см/мс; m = I2 кг; τ = I мс;
3) F_0 = 0,45 см^2; v_0 = 0,0057 см/мс; m = 48 кг; τ = I мс;
4) F_0 = 0,45 см^2; v_0 = 0,0057 см/мс; m = 48 кг; τ = 5 мс;
5) F_0 = 0,45 см^2; v_0 = 0,0057 см/мс; m = 480 кг; τ = 5 см;
6) F_0 = 0,0I см^2; v_0 = 0,0057 см/мс; m = 480 кг; τ = 5 мс.

Данные таблицы показывают следующее:

I. При колебательном процессе в системе не возникают вакуумные давления. Это результат влияния трения, так как без его учета, как показано в работе К.Г.Асатура и Г.М.Егорова [I], возможны разрывы колонны жидкости. Таким образом, в отличие от гидравлического удара в трубопроводе при торможении жидкости и наличии поршня учет трения является обязательным.

2. Максимальное повышение давления p, как правило, происходит в конце второй фазы колебательного процесса (после закрытия регулятора).

3. Переход от первого ко второму варианту - уменьшение массы поршня на порядок - снижает давление от 3,I34 до I,392 МПа.

4. Уменьшение начальной скорости колонны жидкости (третий вариант) от 0,04 до 0,0057 см/мс снижает давление до 0,44I МПа.

5. Увеличение времени закрытия отверстия регулятора в четвертом варианте по сравнению с третьим снижает давление до 0,I32 МПа.

6. Переход от четвертого к пятому варианту (увеличение массы поршня от 48 до 480 кг) увеличивает давление до 0,24I МПа.

7. Уменьшение проходного отверстия дросселя от 0,45 до 0,I см^2 в шестом варианте по сравнению с пятым приводит к повышению давления до 0,769 МПа.

Полученные результаты указывают на возможность надежного теоретического расчета повышения давления в системе гидропривода при торможении поршня гидроцилиндра. Методика может быть распространена и на другие случаи нестационарного течения жидкости при торможении ходовых частей гидродвигателей. На колебание давления от торможения поршня накладывается вторичный процесс колебания давления от гидроудара (по Н.Е.Жуковскому).

ЛИТЕРАТУРА

1. Асатур К.Г., Егоров Г.М. Расчет гидравлического удара при торможении гидродвигателя с инерционной нагрузкой. - В кн.: Пути рационализации и повышения экономичности электромеханического оборудования на горных предприятиях Севера. Л., изд. ЛГИ, 1973.

2. Левшиц В.М., Литвин Б.Ф. Приближенные вычисления и программирование на ЭВМ „Наири"-2:. Л., Машиностроение, 1977.

3. Эрнст В. Гидропривод и его промышленное применение. Пер. с английского. М., Машгиз, 1963.