

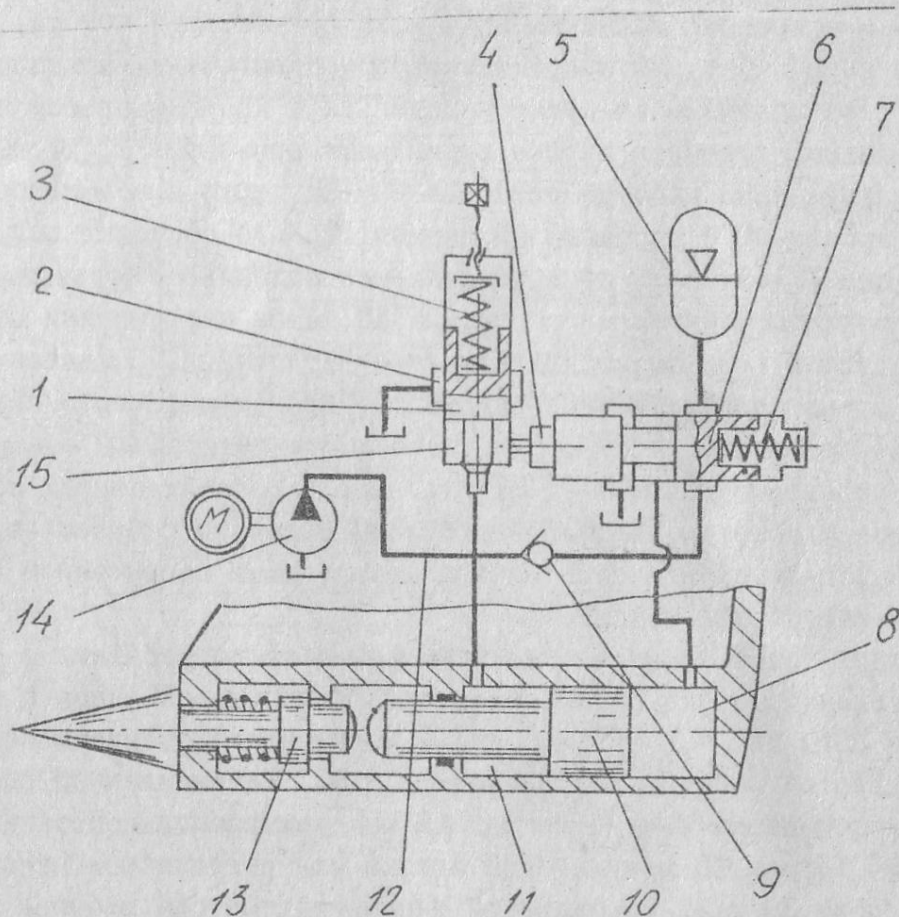
из схемы исключаются клапаны второго логического контура, что, в свою очередь, упрощает конструкцию и повышает надежность работы как распределителя, так и гидропривода в целом.

УДК 622.53.02

А.Я.Лебедь, И.В.Коц

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА
ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УДАРНОГО УЗЛА

Одно из перспективных направлений в области разработки мерзлых и прочных грунтов – применение экскаваторных ковшей активного действия. Гидрокинематическая принципиальная схема ударного узла с гидроприводом для ковшей активного действия показана на рисунке [1; 4].



Работает ударный узел следующим образом. В исходном положении двухступенчатый импульсный клапан I, поджатый регулируемой пружиной 3 в установочному седлу, отсекает взаимосвязь напорной магистрали I2 на сливной расточкой 2. Двухкромочный золотник 6, отжатый пружиной 7 в крайнее левое положение, посредством своих рабочих кромок и кольцевых расточек в корпусе связывает поршневую полость 8 и слив. При включении насоса I4 в напорной магистрали I2 повышается давление рабочей жидкости, которая, поступая в штоковую полость II, перемещает поршень-бойк I0 в крайнее правое положение (холостой ход). Одновременно через обратный клапан 9 заряжается гидропневмоаккумулятор 5. По достижении поршнем-бойком I0 крайнего положения давление рабочей жидкости в напорной магистрали увеличивается до заданного, на которое настроен двухступенчатый импульсный клапан I, и последний открывается. При этом давление в замкнутой полости I5, образованной ступенями клапана I, а также соединенной с ней каналом полости 4, повышается, в результате чего двухкромочный золотник 6 под действием давления рабочей жидкости на его торец перемещается в крайнее правое положение, соединяя поршневую полость 8 с гидропневмоаккумулятором 5. Одновременно в результате рабочего давления, воздействующего на площадь верхней ступени двухступенчатого импульсного клапана I, последний резко поднимается в крайнее положение, соединяя при этом штоковую полость II на сливной расточкой. Жидкость, поступающая в поршневую полость 8, под давлением разрядки гидропневмоаккумулятора 5 разгоняет поршень-бойк I0 до соударения с инструментом I3. Давление в гидросистеме падает до сливного. Двухступенчатый импульсный клапан I закрывается, а двухкромочный золотник 6 возвращается в исходное положение. Далее цикл повторяется в автоматическом режиме.

При составлении дифференциальных уравнений, описывающих математическую модель рассматриваемого гидропривода, температура рабочей жидкости принималась постоянной; утечки в гидросистеме не учитывались вследствие их малости; в связи с небольшой протяженностью трубопроводов гидравлические потери в них и волновые процессы не учитывались; коэффициент сжимаемости $K_{ж}$, характеризующий суммарный эффект сжимаемости рабочей жидкости и деформации соединительных трубопроводов, принимался постоянным; объемы полостей I4 и I5 считались малыми и в расчетах не учитывались; коэффициенты расхода μ_3 через рабочие окна двухкромочного золотника 6 и коэффициент расхода μ_x через открывавшийся двухступенчатый импульсный клапан I выбирались постоянными; срабатывание двухступенчатого импульсного клапана I и переключение двухкромочного золотника 6 полагалось релейным, т.е. происходящим за

сравнительно короткое время по сравнению со временем рабочего или холостого хода [3]; давление на сливе принималось постоянным ($P_{сл} = 0,2 \dots 0,3$ МПа); абсолютными значениями торможения, времени удара ввиду их малости пренебрегали; производительность Q_H насоса И4 принималась постоянной, т.е. не зависимой от давления в гидросистеме.

Цикл работы гидравлического ударного узла можно разделить на две основные фазы: холостой и рабочий ход поршня-бойка IO. Эти фазы могут быть представлены в виде следующей системы дифференциальных уравнений:

движения поршня-бойка IO:

$$M d^2x/dt^2 + \alpha dx/dt + R_{TP1} \text{sign}(dx/dt) = PF_w - P_n F_n; \quad (1)$$

движения поршневого разделителя гидропневмоаккумулятора 5:

$$m d^2z/dt^2 + \gamma dz/dt + R_{TP2} \text{sign}(dz/dt) = PF_A - P_r F_A; \quad (2)$$

связи, получаемого из условия неразрывности потока в гидросистеме:

$$Q_H = dp/dt (W_r + F_w x + F_A z) K_{ж} + F_A dz/dt + F_w dx/dt; \quad (3)$$

расходов из поршневой полости 8:

$$F_n dx/dt = \mu_3 f_3 \sqrt{2g/\gamma} \sqrt{P_n - P_{сл}}. \quad (4)$$

Здесь M, m - масса соответственно поршня-бойка и поршневого разделителя гидропневмоаккумулятора 5; α, γ - коэффициенты вязкого демпфирования; R_{TP1}, R_{TP2} - силы сухого трения, принятые постоянными; $d^2x/dt^2, dx/dt, x$ - ускорение, скорость и перемещение массы поршня-бойка IO; $d^2z/dt^2, dz/dt, z$ - ускорение, скорость и перемещение поршневого разделителя гидропневмоаккумулятора I; P - текущее давление в гидросистеме; P_n - текущее давление в поршневой полости 8, соединенной со сливом; F_n, F_w - эффективные рабочие площади со стороны соответственно поршневой и штоковой полостей 8 и II; F_A - площадь поперечного сечения поршневого разделителя; f_3 - площадь поперечного сечения рабочего окна двухкромочного золотника 5; g - ускорение свободного падения; γ - удельный вес рабочей жидкости; P_r - текущее значение давления газа в газовой камере аккумулятора, определяемое из уравнения состояния газа [2]:

$$P_r = P_0 W_0^n / (W_0 - F_A z)^n, \quad (5)$$

P_0 - абсолютное давление зарядки аккумулятора; W_0 - начальный объем газовой камеры аккумулятора; $F_A z$ - текущий объем рабочей жидкости в аккумуляторе; n - показатель политропы, выбираемый согласно рекомендациям [2] в пределах $n = 1 \dots 1,4$.

Фаза рабочего хода может быть представлена в виде следующей системы дифференциальных уравнений:

движения поршня-бойка II

$$M d^2x/dt^2 + \lambda dx/dt + R_{TP_1} \text{sign}(dx/dt) = P_n F_n - P_{ш} F_{ш}; \quad (6)$$

движения поршневого разделителя гидропневмоаккумулятора I3

$$m d^2x/dt^2 + \gamma dx/dt + R_{TP_1} \text{sign}(dx/dt) = P_r F_A - P_A F_A; \quad (7)$$

расхода на аккумуляторной полости

$$P_n dz/dt = dp_A/dt [F_A (z_0 - z)] K_{ж} + \mu_3 f_3 \sqrt{2g/\gamma} \sqrt{P_A - P_n}; \quad (8)$$

заполнения поршневой полости 8

$$\mu_3 f_3 \sqrt{2g/\gamma} \sqrt{P_A - P_n} = dp_n/dt (F_n x) K_{ж} + F_n dx/dt; \quad (9)$$

расхода из штоковой полости I0 на слив через открывшийся клапан I

$$Q_n + F_{ш} dx/dt = \mu_k f_k \sqrt{2g/\gamma} \sqrt{P_{ш} - P_{сл}}; \quad (10)$$

изменения давления газа в газовой камере аккумулятора I3 [2]

$$P_r = P_0 W_0^n / [W_0 - F_A (z_0 - z)]^n. \quad (11)$$

В уравнениях (6)-(11) введены дополнительные обозначения:

z_0 - смещение поршневого разделителя аккумулятора в фазе холостого хода; $P_{ш}$, P_A - текущее давление соответственно в штоковой полости I0 и гидроаккумуляторе I3; f_k - площадь проходного сечения, открывшего клапана I.

Аналитическое решение полученных уравнений (I)-(II), описывающих рабочий процесс, затруднительно ввиду их нелинейности. Наиболее целесообразным является решение численными методами на ЭВМ. Данная задача решалась поэтапно. Результаты решения уравнений фазы холостого хода являлись исходными для решения уравнений, характеризующих рабочий ход.

Разработка и исследование составленной математической модели рабочего процесса гидравлического ударного узла для экскаваторного ковша активного действия позволили более качественно определить конструктивные параметры и режимы работы проектируемого устройства, что дало возможность улучшить его динамические характеристики и увеличить производительность разработки мерзлых грунтов.

Литература

1. А.с. 724359 СССР. Гидровинтовой пресс-молот // М.Е.Иванов, И.Б.Матвеев, И.В.Коц и др. // Бюл. № 12, 1980. - С. 49.
2. Богданович Л.Б. Объемные гидроприводы. - К.: Техника. - 172 с.
3. Иванов М.Е., Коц И.В., Матвеев И.Б. Математическая модель гидропривода возвратно-поступательного действия, управляемого клапаном-пульсатором // Гидропривод и гидропнеумоавтоматика: Респ. межвед. науч. сб. - Вып. 16, 1980. - С. 49-51.
4. А.с. 1343009 СССР. Устройство ударного действия для ковша землеройной машины / И.В.Коц, А.Ф.Пономарчук, Н.В.Федотов и др. Бюл. № 37, 1987. - С. 48.

УДК 621.225.62-82

Н.Н.Вирнык, В.Л.Кравчук,
И.С.Лобов

ПРИМЕНЕНИЕ ГИДРОИМПУЛЬСНОГО ПРИВОДА В ВИБРАЦИОННЫХ МАШИНАХ ЛИТЕЙНОГО ПРОИЗВОДСТВА

В настоящее время в технологических процессах литейного производства получили распространение встряхивающие и виброударные устройства в основном с механическим и пневматическим приводами.

Опыт отечественной и зарубежной практики эксплуатации устройств с механическими возбудителями колебаний (электромеханических дебалансных вибраторов) выявил ряд их недостатков. К ним относятся: малая долговечность и надежность подшипниковых узлов, воспринимающих динамические нагрузки; перегрев и выход из строя электродвигателей, связанный с необходимостью частого включения и выключения дебалансного привода большой инерционности; потребность дополнительной операции - синхронизации фазы колебаний при монтаже системы дебалансных приводов; потребность специальных мер для устранения посторонних шумов и вибраций, существенно усложняющих и удорожающих конструкцию привода.