

УДК 621.522

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ГИДРОПРИВОДЕ С ДИСКРЕТНЫМ РЕГУЛЯТОРОМ ПОТОКА ЖИДКОСТИ

© 2013 Е. В. Шахматов, А. Г. Гимадиев, В. Я. Свербилов, А. Ф. Сиянков

Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

Разработана математическая модель гидропривода с дискретным регулятором потока жидкости в виде коммутируемого инерционного устройства, на выходе из которого установлен гаситель колебаний рабочей среды. В качестве исполнительного элемента гидропривода использован гидроцилиндр с нагрузкой. В результате моделирования динамических процессов в пакете Simulink рассчитаны переходные процессы, возникающие при срабатывании регулятора. Дан анализ влияния частоты и коэффициента заполнения импульсов на колебательный процесс и эффективность гидропривода.

Гидропривод, дискретный регулятор, электрогидравлические клапаны, частота, коэффициент заполнения, гаситель, гидроаккумуляторы, гидроцилиндр, математическая модель, гидродинамические процессы, моделирование, эффективность.

При разработке и эксплуатации гидропривода (ГП) важным является обеспечение его энергетической эффективности. В гидравлических системах для управления скоростью и/или усилием выходного звена используют дросселирующие или редуцирующие клапаны, которые уменьшают расход или сбрасывают давление. Это простые, но относительно неэффективные методы с точки зрения энергетической эффективности гидропривода. В таком ГП до 50 % входной мощности рассеивается в виде тепла, особенно при малых нагрузках. ГП с насосом и гидромотором переменной производительности является наиболее эффективным, получившим широкое распространение. Однако такой ГП имеет высокую стоимость и требует в процессе эксплуатации высокое качество (чистоту) рабочей жидкости.

В последние годы начали использоваться гидроприводы с дискретным управлением при помощи электрогидравлических клапанов. Это новая тенденция развития гидропривода с целью повышения его энергетической эффективности и одновременного снижения габаритов и массы. Клапаны дискретного действия относительно просты, надёжны, нечувствительны к загрязнениям, имеют малую стоимость. По данным зарубежных ис-

точников применение таких средств позволяет повысить КПД гидропривода на десятки процентов [1-3].

Одним из энергетически эффективных средств управления давлением и расходом жидкости является гидравлический преобразователь или регулятор в виде коммутируемого инерционного устройства. В качестве инерционного элемента в регуляторе использован гладкий трубопровод (далее - инерционная труба). Действие регулятора основано на использовании реактивных свойств, присущих гидравлическим компонентам. Подобно электрическому импульсно-индуктивному преобразователю, в котором выходное давление (эквивалент напряжения) и выходной расход (эквивалент тока) могут быть ступенчато повышены или понижены. Однако прямой перенос эффективных методов управления из электрических систем в гидравлические системы невозможен. Необходим подробный учёт влияния всех гидравлических компонентов на динамические свойства и эффективность гидропривода.

В данной работе рассматривается ГП с дискретным регулятором потока жидкости, действующий в режиме усиления расхода [2] (рис. 1). В ГП на входах напорного 1 и сливного 2 электрогидрав-

лических клапанов размещены пневмо-гидроаккумуляторы 3 и 4 соответственно. К выходу клапана 1 подключена инерционная труба 5, которая, в свою очередь, соединена с входом акустического RL-гасителя в виде байпасных дросселя 6 и

трубки 7. Гаситель предназначен для снижения колебательных процессов и шума в гидросистеме. Выход гасителя подсоединен к ёмкости 8 и далее к нагрузочному гидроцилиндру 9.

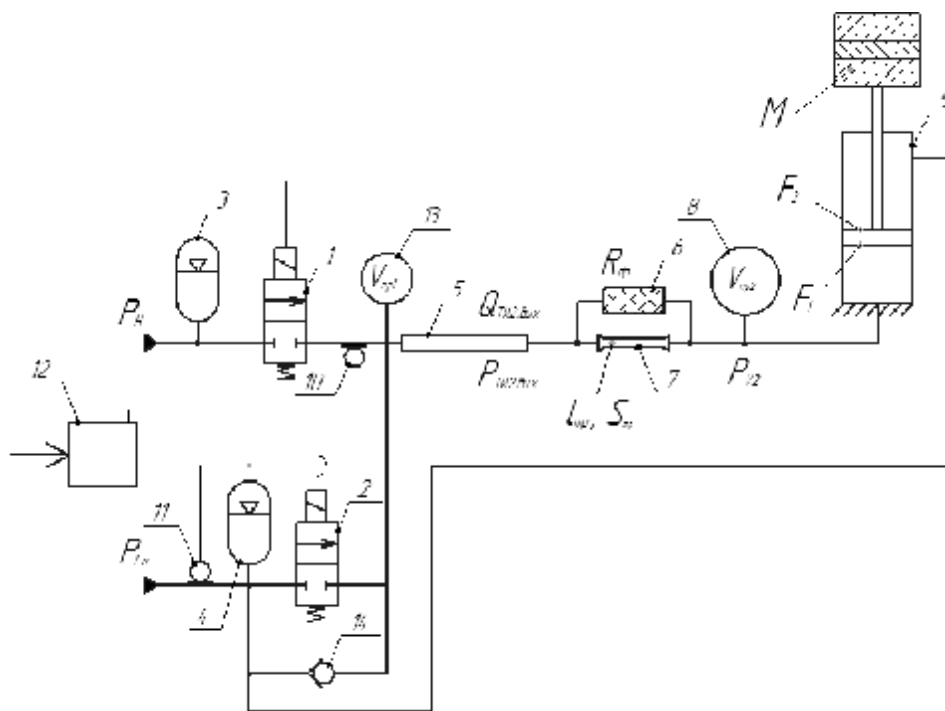


Рис. 1. Гидравлическая схема гидропривода с дискретным управлением

На входе в инерционную трубу 5 и на входе сливного клапана 2 установлены датчики давления соответственно 10 и 11, электрические выходы которых соединены в противофазе и подключены к блоку управления 12. Для исключения кавитации жидкости в инерционной трубе при сбое в работе регулятора на её входе установлена небольшая ёмкость 13.

В процессе работы ГП подачей электрического сигнала от блока управления 12 на электрический вход клапана 1 производится его резкое открытие, и жидкость из магистрали высокого давления, поддерживаемая постоянным газонаполненным гидроаккумулятором 3, направляется ко входу инерционной трубы 5. Возникает волна повышенного давления жидкости, которая разгоняется в инерционной трубе 5 и доходит до гасителя колебаний. Под

действием возникшего на трубке 7 динамического перепада давления жидкость продавливается через дроссель 6 с активным гидравлическим сопротивлением, и тем самым гасится волна повышенного давления. По истечении времени, определяемого коэффициентом заполнения импульса от действия клапана 1, подаётся электрический сигнал от блока управления 12 на его закрытие. При этом жидкость под действием инерции продолжает движение в инерционной трубе 5. Снижение давления на входе инерционной трубы фиксируется датчиком давления 10, с выходного сигнала которого вычитается сигнал с датчика 11. Разница электрических сигналов подаётся на блок управления 12, который при достижении отрицательного значения сигнала подаёт напряжение на

открытие клапана 2. Жидкость подсасывается из клапана 2 в инерционную трубу 5, обеспечивая дополнительный приток жидкости к гидроцилиндру. В момент окончания периодически повторяющегося цикла работы регулятора от блока управления 12 подаётся сигнал на закрытие клапана 2 и одновременно на открытие клапана 1. Коэффициентом заполнения импульса регулируется давление на входе в гидроцилиндр.

Для исследования статических и динамических характеристик ГП необходимо составить систему уравнений, описывающих процессы в них, и провести моделирование в пакете программ высокого уровня.

При выводе уравнения исполнительного элемента полагается, что гидравлические потери в соединительных трубках малы и не учитываются. С учётом принятого допущения уравнение баланса сил и расхода в гидроцилиндр запишутся в виде [4]:

$$M \frac{d^2 y}{dt^2} + I_{mp} \frac{dy}{dt} + g_{np} y = P_{ГЦ} F_1 - P_{сл} F_2 - N_{нагр} \quad (1)$$

$$Q_{ГЦ} - F_1 \frac{dy}{dt} - \frac{V_n}{rc^2} \frac{dP_{ГЦ}}{dt} = 0, \quad (2)$$

где M – масса нагрузки; y – координата поршня; I_{mp} – коэффициент вязкого трения поршня о стенки гильзы; g_{np} – жёсткость условной пружины, характеризующей податливость узла крепления гидроцилиндра; $P_{ГЦ}$ – давление на входе в гидроцилиндр; F_1 – площадь торцевой поверхности поршня гидроцилиндра со стороны входа; $P_{сл}$ – давление жидкости в полости с штоком или в сливной магистрали; F_2 – площадь торцевой поверхности поршня со стороны нагрузки; $N_{нагр} = Mg$ – нагрузка на поршень в

процессе рабочего хода поршня и в режиме рекуперации энергии; g – ускорение свободного падения, равное $9,81 \text{ м/с}^2$; ρ – плотность жидкости; c – скорость звука в жидкости; $Q_{ГЦ}$ – расход жидкости на входе в гидроцилиндр; t – время;

$$V_n = F_1 \left[y_0 + \int y dt \right] \quad (3)$$

есть объём поршневой полости гидроцилиндра, изменяющийся в процессе движения поршня без учёта податливости стенок цилиндра из-за её относительной малости; y_0 – начальная координата поршня.

Перемещение поршня не может быть больше y_{max} и меньше y_{min} , соответствующих максимальному и минимальному вылету штока. Режимы работы гидропривода, при которых $y \geq y_{min}$ и $y \leq y_{max}$, описываются зависимостью (1), в которой $g_{np} = 0$.

В узел соединения каналов на входе в гидроцилиндр входит жидкость с расходами через дросселирующий элемент и трубку гасителя $Q_{оп}$, Q_{mp} и выходит с расходами в ёмкость гидравлического аккумулятора Q_{V2} и в гидроцилиндр $Q_{ГЦ}$:

$$Q_{mp} + Q_{оп} - Q_{V2} - Q_{ГЦ} = 0; \quad (4)$$

$$P_{V2} = P_{ГЦ}, \quad (5)$$

где P_{V2} – давление в ёмкости 8; $P_{ГЦ}$ – давление на входе в гидроцилиндр. Расход жидкости в ёмкость 8 определяется зависимостью

$$Q_{V2} = \frac{V_{np2}}{rc^2} \frac{dP_{V2}}{dt}, \quad (6)$$

где V_{np2} – приведённый объём ёмкости 8.

Гаситель колебаний жидкости представляет собой байпасно соединённые трубку и дросселирующий элемент, которые описываются уравнениями [5]:

$$L_{mp} \frac{dQ_{mp}}{dt} + R_{mp} Q_{mp} = P_{ГЦ2.вых} - P_{V2}; \quad (7)$$

$$R_{\partial p} Q_{\partial p} = P_{ТИ2.вых} - P_{V2}, \quad (8)$$

где $L_{mp} = r l_{mp} / F_{mp}$ – акустическая индуктивность трубки гасителя; l_{mp} и F_{mp} – площадь проходного сечения и длина трубки; Q_{mp} – объёмный расход жидкости через трубку; $P_{ТИ2.вых}$ – давление на выходе из второго участка инерционной трубы; R_{mp} и $R_{\partial p}$ – гидравлические сопротивления трубки и дросселя.

Уравнение баланса расхода жидкости на выходе из инерционной трубы примет вид

$$Q_{ТИ2.вых} = Q_{mp} + Q_{\partial p}, \quad (9)$$

где $Q_{ТИ2.вых}$ – объёмный расход жидкости на выходе из второго участка инерционной трубы.

Уравнение движения жидкости в участках инерционной трубы записывается по модели Джонстона [3], представленной в пакете программ Matlab [6] в виде акустических четырёхполосников:

$$\begin{bmatrix} P_{ТИ.вх1} \\ Q_{ТИ.вх1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{ТИ1} & B_{ТИ1} \\ C_{ТИ1} & D_{ТИ1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_{ТИ.вх2} \\ Q_{ТИ.вх2} \end{bmatrix}; \begin{bmatrix} P_{ТИ.вх2} \\ Q_{ТИ.вх2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{ТИ2} & B_{ТИ2} \\ C_{ТИ2} & D_{ТИ2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_{ТИ.вх1} \\ Q_{ТИ.вх1} \end{bmatrix}, \quad (10)$$

где $P_{ТИ.вхi}$, $P_{ТИ.выхi}$, $Q_{ТИ.вхi}$, $Q_{ТИ.выхi}$ – давления и объёмные расходы жидкости на входах и выходах участков; $A_{ТИi}$, $B_{ТИi}$, $C_{ТИi}$, $D_{ТИi}$ – условные коэффициенты передачи участков; $i = 1, 2$.

При выводе уравнений в узле на входе в инерционную трубу предполагается, что перепады давления в каналах, примыкающих к узлу, пренебрежимо малы. С учётом этого допущения уравнение баланса расхода на входе инерционной трубы запишется в виде:

$$Q_{Kл1} + Q_{OK} - Q_{Kл2} - Q_{V1} - Q_{ТИ.вх1} = 0, \quad (11)$$

где $Q_{Kл1}$ – объёмный расход жидкости через клапан 1 от гидроаккумулятора 3 на вход первого участка инерционной трубы; $Q_{Kл2}$ – расход жидкости через клапан 2 от входа первого участка инерционной трубы на выход гидроаккумулятора 4; Q_{OK} – расход жидкости через обратный клапан 14.

Расход жидкости через клапан 1 при допущении о квазистационарности процесса дросселирования потока определяется зависимостью:

$$Q_{Kл1} = F_{Kл1}(t) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_{ГАЗ} - P_{ТИ.вх1}| \text{sign}(P_{ГАЗ} - P_{ТИ.вх1})}; \quad (12)$$

$$F_{Kл1}(t) = F_0 \begin{cases} 1 - e^{-\frac{t-nT_u}{T_{Kл1}}} & \text{при } 0 < t - nT_u < 0.01DT_u; \\ -1 + e^{-\frac{t-nT_u}{T_{Kл1}}} & \text{при } 0.01DT_u < t - nT_u < 0.01DT_u + 3T_{Kл1}, \end{cases} \quad (13)$$

где F_0 – эффективная площадь проходного сечения; $P_{ГАЗ}$ – давление на входе в клапан; $T_{Kл1}$ – постоянная времени клапана; T_u – период циклической работы дискретного регулятора; D – коэффициент

заполнения клапана; $n=0,1,2,3\dots$ – временная последовательность срабатывания.

Расход жидкости через клапан 2 при аналогичном допущении, что и для клапана 1, определяется по формулам:

$$Q_{Kл2} = F_{Kл2}(t) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_{ТИ.вх1} - P_{ГА4}| \text{sign}(P_{ТИ.вх1} - P_{ГА4})}, \quad (14)$$

$$F_{Kл2}(t) = F_{Kл2,0} \begin{cases} 0 & \text{при } 0.01D + 3T_{Кл} < t - nT_{ц} < 0.01D + 3T_{Кл} + t_{зад}; \\ -1 + e^{-\frac{t-nT_{ц}}{T_{Кл}}} & \text{при } 0.01D + 3T_{Кл} + t_{зад} \leq t - nT_{ц} \leq T_{ц} - 3T_{Кл}; \\ 1 - e^{-\frac{t-nT_{ц}}{T_{Кл}}} & \text{при } T_{ц} - 3T_{Кл} \leq t - nT_{ц} \leq T_{ц}, \end{cases} \quad (15)$$

где $F_{Kл2,0}$ – эффективная площадь проходного сечения полностью открытого клапана; $P_{ГА4}$ – давление в гидроаккумуляторе 4; $t_{зад}$ – длительность задержки открытия клапана.

Объёмный расход жидкости через обратный клапан от гидроаккумулятора на вход инерционной трубы при допущении о квазистационарности процесса истечения и мгновенности его открытия определяется по формуле

$$Q_{OK} = \begin{cases} F_{OK} \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_{ГА4} - P_{ТИ.вх1}| \text{sign}(P_{ГА4} - P_{ТИ.вх1})} & \text{при } P_{ГА4} - P_{ТИ.вх1} \geq \Delta P_{OK}; \\ 0 & \text{при } P_{ГА4} - P_{ТИ.вх1} < \Delta P_{OK}, \end{cases} \quad (16)$$

где F_{OK} – эффективная площадь полностью открытого обратного клапана; ΔP_{OK} – минимальный перепад давления на обратном клапане, при котором он открывается.

На основании данных моделирования гидродинамических процессов по уравнениям (1)-(16) можно оценить как динамические свойства гидравлического регулятора, так и его эффективность в виде КПД, рассчитываемого по формуле

$$h = \frac{\int_0^{T_{раб}} P_{ГЦ} Q_{ГЦ} dt}{\int_0^{T_{раб}} P_{ГАЗ} Q_{Кл1} dt}. \quad (17)$$

Числитель выражения (17) характеризует энергию (полезную работу), совершаемую гидроцилиндром как испол-

нительным элементом, а знаменатель – располагаемую энергию, подведённую к дискретному регулятору от гидроаккумулятора.

На основании (1)-(17) разработана модель рассматриваемого гидропривода в пакете Simulink, главное окно которой представлено на рис.2.

Изменяя параметры регулятора, в частности, частоту его срабатывания, длительность открытия, площадь окон клапанов, коэффициент заполнения импульса, геометрические размеры инерционной трубы, а также параметры гидроцилиндра и нагрузки, можно определить их оптимальное соотношение, при котором будет реализовываться наибольшая эффективность гидропривода.

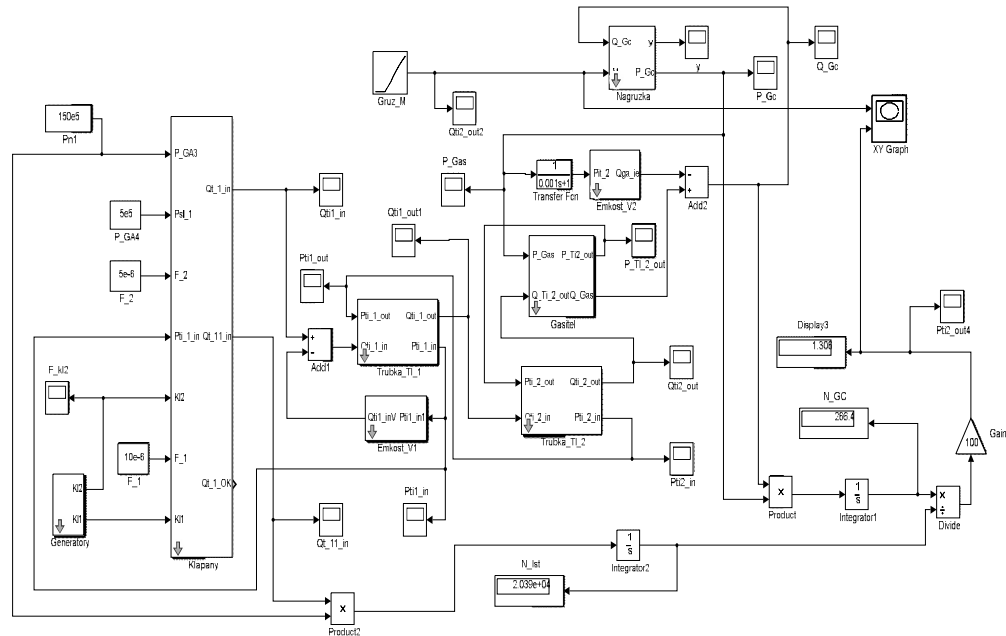


Рис. 2. Модель гидропривода с дискретным регулятором потока жидкости в пакете Simulink

В качестве базовой схемы для проведения моделирования процессов принят гидропривод с располагаемой мощностью 15 кВт при давлении на входе гидропривода 15 МПа. За исполнительный элемент гидропривода принят гидроцилиндр с площадью торца поршня со стороны входа $28 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ и со стороны штока – $18 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$.

Поршень гидроцилиндра при указанной мощности ГП может поднять груз массой до 3000 кг на высоту до 1м. По рекомендации, приведённой в работе [1], для указанных общих параметров гидропривода взята инерционная труба длиной 7,5 м с внутренним диаметром 10 мм, представленная двумя участками с длинами 4 м и 3,5 м. Коэффициент вязкого трения поршня о гильзу гидроцилиндра принят равным 250 Нс/м, упругость опоры гидроцилиндра принята равной 10^7 Н/м .

В качестве управляющих клапанов приняты двухпозиционные электрогидравлические клапаны с площадями проходного сечения до 10^{-5} м^2 и временем открытия (закрытия) $1,5 \cdot 10^{-3} \text{ с}$. Частота срабатывания клапанов составляет 40...80 Гц при коэффициенте заполнения импульсов

от 30% до 80%. При этом сливной клапан может открываться с относительной задержкой $0...0,05$, а длительность его открытого положения определяется промежутком времени от момента задержки его срабатывания до конца периода действия регулятора. Площадь полностью открытого обратного клапана принята равной $30 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$, а предварительная затяжка пружины рассчитана на открытие клапана при давлении 5 кПа.

В первом приближении гидравлическое сопротивление дросселя гасителя можно принять равным волновому сопротивлению инерционной трубы: $R_{др} = rc / F_{ТИ}$. Длину $l_{тр}$ и площадь $S_{тр}$ трубки 7 выбирают из условия $S_{тр} / S_{ин} \leq 1$, где $S_{ин}$ – площадь проходного сечения инерционной трубы. Кроме того, реактивное сопротивление трубы при заданной частоте работы регулятора должно быть намного больше волнового сопротивления инерционной трубы.

Приведённый объём V_{np2} ёмкости 8 при выбранной площади проходного сечения $S_{ин}$ трубы 5 определяется из усло-

вия $V_{np2} \geq S_{ин} c / W_{min}$, где W_{min} – минимальная угловая частота регулятора.

Так как известны параметры инерционной трубы, то можно определить в первом приближении площадь трубки гасителя $S_{mp} = 0,16S_{ин}$. Откуда следует, что внутренний диаметр трубки гасителя равен 4 мм, а длина трубки гасителя равна 0,7 м.

При принятых параметрах трубки и дросселя гасителя с учётом свойств рабочей среды индуктивность и гидравлическое сопротивление трубки соответственно будут равны $4,5 \cdot 10^7$ Нс²/м, $1,8 \cdot 10^9$ Пас/м³, а гидравлическое сопротивление дросселя – $1,8 \cdot 10^9$ Пас/м³.

Приведённый объём V_{np2} ёмкости δ определяется из указанного выше условия, и он должен быть не менее $1,6 \cdot 10^{-3}$ м³. В расчётах он принят равным 10^{-2} м³.

Рабочей средой является минеральное масло с параметрами: плотность при

температуре 20 °С – 800 кг/м³; скорость звука – 1250 м/с; вязкость – $20 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

Характерная осциллограмма динамического процесса в ГП представлена на рис. 3. Из неё следует, что при коэффициенте заполнения напорного клапана 40% колебания давления на входе в инерционную трубу и на входе в гидроцилиндр близки к синусоиде.

Из рис. 4 следует, что КПД ГП с обратным клапаном выше, чем без него, и эта разница зависит от нагрузки. Аналогичные зависимости КПД ГП от частоты регулятора и от коэффициента заполнения представлены на рис. 5 и 6.

Это указывает на то, что при подключении обратного клапана происходит подсос жидкости из сливной магистрали в инерционную трубу. Это явление хорошо прослеживается на осциллограмме расхода жидкости на входе в инерционную трубу и на выходе из обратного клапана, представленной на рис. 6.

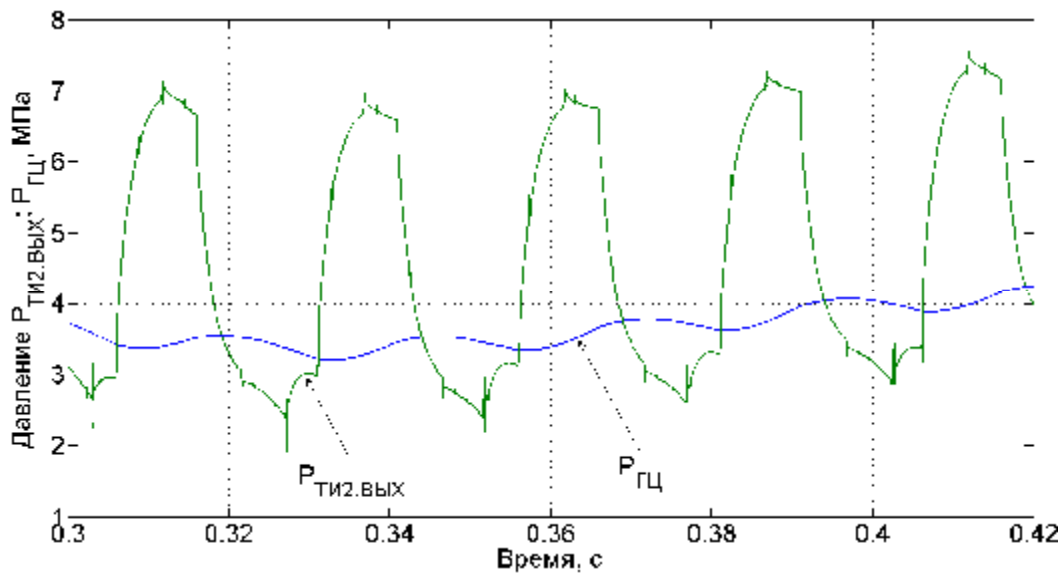


Рис.3. Осциллограмма давлений на входе в инерционную трубу и в гидроцилиндр гидропривода с дискретным регулятором потока жидкости при частоте его срабатывания 40 Гц и коэффициенте заполнения напорного клапана 40%

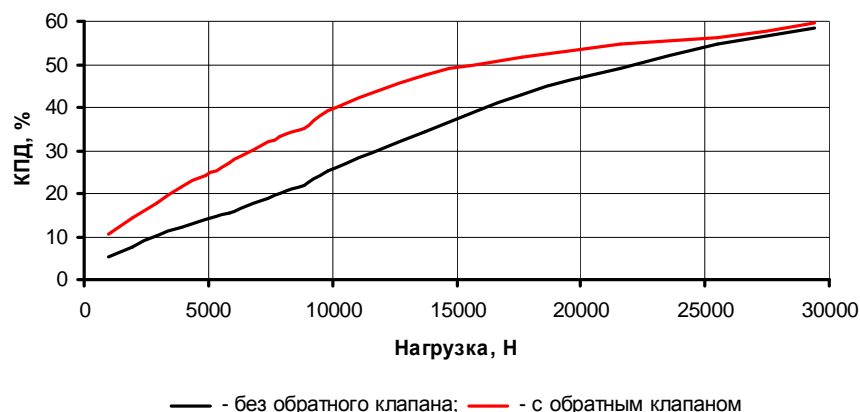
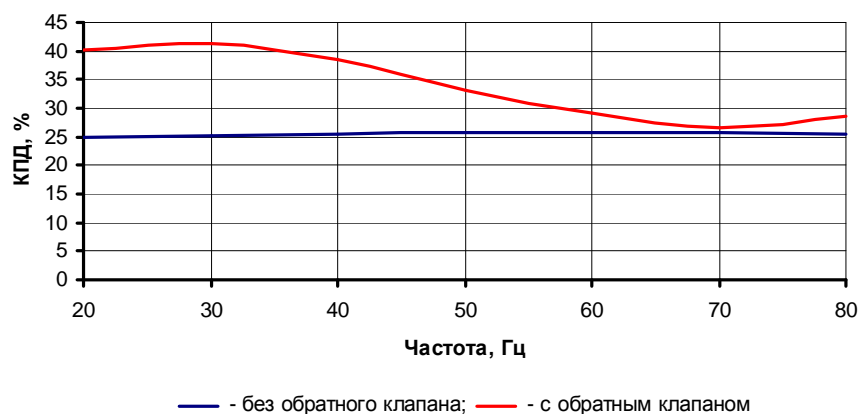
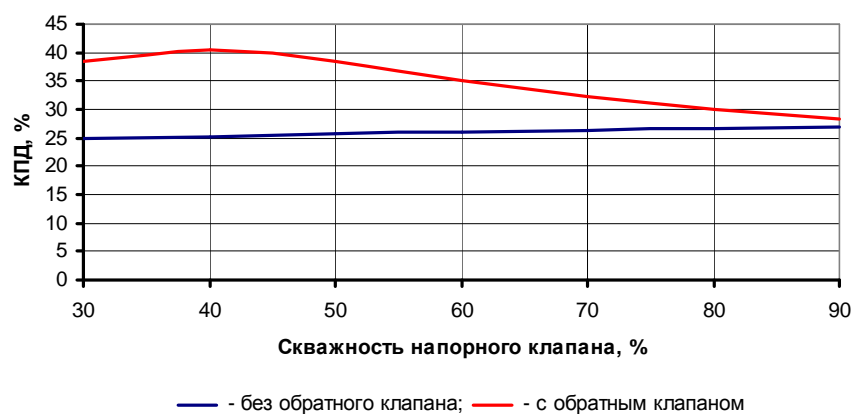


Рис. 4. Зависимость КПД гидропривода с дискретным регулятором потока и инерционной трубой от нагрузки при частоте регулятора 40 Гц, коэффициенте заполнения 40 % для случаев с обратным клапаном и без него



а



б

Рис. 5. Зависимость КПД гидропривода с дискретным регулятором потока и инерционной трубой при нагрузке 10 кН от частоты регулятора при коэффициенте заполнения 40% (а) и от коэффициента заполнения при частоте регулятора 40 Гц (б) для случаев с обратным клапаном и без него

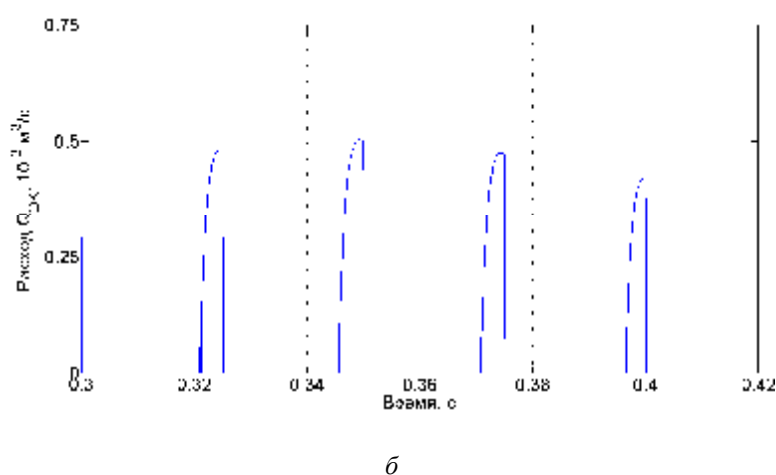
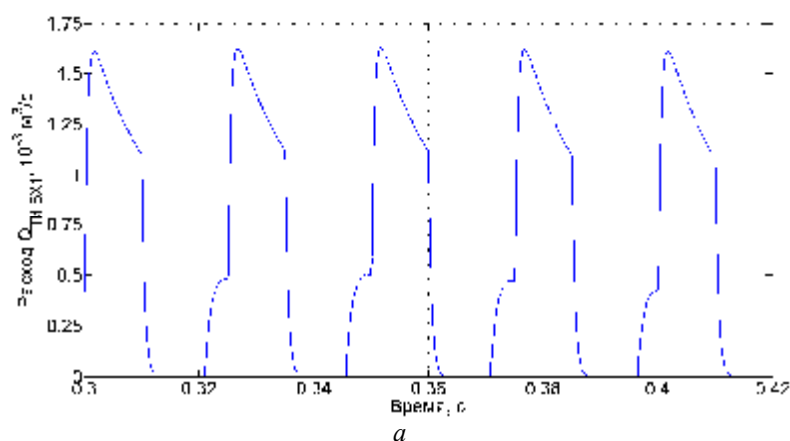


Рис. 6. Оциллограмма расхода жидкости на входе в инерционную трубу (а) и на выходе из обратного клапана (б) гидропривода при частоте 40 Гц и коэффициенте заполнения цикла 40%

Характер изменения КПД в зависимости от частоты регулятора таков, что при частотах ниже 30 Гц и выше 80 Гц он становится одинаковым как для ГП с обратным клапаном, так и без него. Это объясняется тем, что при низкой частоте регулятора происходит малый подсос жидкости в единицу времени, а при высоких частотах не реализуется полностью подсос жидкости из-за частого вступления в работу напорного клапана. Аналогичная картина происходит при изменении коэффициента заполнения в диапазоне 30...80%.

Таким образом, на основе разработанной математической модели ГП с дискретным регулятором потока жидкости и инерционной трубой, моделирования динамических процессов в пакете Simulink установлено, что при такой схеме гидро-

привода происходит повышение его КПД, достигающее 15% в зависимости от нагрузки, частоты регулятора и коэффициента заполнения импульса. Разработанная методика позволяет моделировать динамические процессы в ГП, выявить влияние ряда параметров, в частности, длины и диаметра инерционной трубы, степени открытия клапанов, размеров гасителя колебаний на КПД ГП и снижение резонансных явлений в инерционной трубе.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках программы "Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2007-2013 годы", тема: 2011-1.9-519-003-091.

Библиографический список

1. Brown, F.T. A hydraulic rotary switched-inertance servo-transformer [Text] / F.T. Brown, S.C. Tentarelli, S. Ramachandran. Trans. ASME, J. Dyn. systems, meas. & cont., 110(2), 1988, pp144-150.

2. Linjama, M. Energy Saving Digital Hydraulics. Proceedings of the Second Workshop on Digital Fluid Power [Text] / M. Linjama. Nov.12, 2009, Linz, Austria.

3. Johnston, D. N. A Switched Inertance Device for Efficient Control of Pressure and Flow, in Proceedings of the ASME [Text] / D.N. Johnston. Dynamic Systems and Control Conference, Hollywood, California, USA, 2009.

4. Пат. 128736 Российской Федерации. Дискретный регулятор потока жидкости для гидропривода [Текст] / Шахматов Е.В., Свербилов В.Я., Гимадиев А.Г. [и др.]; опубл. 27.05.2013. Бюл. №15.

5. Попов, Д.Н. Динамика и регулирование гидро - и пневмосистем [Текст] / Д.Н. Попов - М.: Машиностроение, 1976. – 424 с.

6. Шорин, В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах. [Текст] / В.П. Шорин. - М.: Машиностроение, 1980. – 156 с.

7. Лазарев, Ю.Ф. MatLAB 5.x. [Текст] / Ю.Ф. Лазарев – Киев: Издательская группа BHV, 2000. – 384 с.

MATHEMATICAL MODELING OF DYNAMIC PROCESSES IN A HYDRAULIC DRIVE WITH A DISCRETE REGULATOR OF LIQUID FLOW

© 2013 Ye. V. Shakhmatov, A. G. Gimadiev, V. Y. Sverbilov, A. F. Sinyakov

Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov
(National Research University)

The paper presents a mathematical model of a hydraulic drive with a discrete liquid flow regulator in the form of a switched inertial device that has a damper of working medium oscillations at the output. A hydraulic actuator loaded with mass was used as a final control element. Transition processes occurring when the regulator is activated are calculated by modeling the dynamic processes with the help of the Simulink software package. The research shows the impact of the valve operating frequency and pulse ratio on the dynamics and efficiency of the hydraulic drive. It could be concluded that the use of a hydraulic attenuator results in decreasing the level of pressure ripples at the inertial tube input.

Hydraulic drive, discrete control, electrohydraulic valves, frequency and duty cycle ratio, hydraulic attenuator, hydraulic accumulators, hydraulic cylinder, mathematical modeling and simulation, hydraulic drive efficiency.

Информация об авторах

Шахматов Евгений Владимирович, доктор технических наук, заведующий кафедрой автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: shakhm@ssau.ru. Область научных интересов: виброакустика машин, динамика пневмогидравлических и топливных систем двигателей и летательных аппаратов.

Гимадиев Асгат Гатъятович, доктор технических наук, профессор кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: gimadiev_ag@mail.ru. Область научных интересов: динамика пневмогидравлических систем управления и контроля, гасители колебаний рабочей среды.

Свербилов Виктор Яковлевич, кандидат технических наук, доцент кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: v.sverbilov@mail.ru. Область научных интересов: динамика и регулирование пневмогидравлических систем, подавление пульсаций рабочей жидкости в трубопроводных цепях.

Синяков Антон Фёдорович, аспирант кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: blues87@yandex.ru. Область научных интересов: мехатроника, гидроприводы мобильных машин.

Shakhmatov Yevgeny Vladimirovich, doctor of engineering, head of the department of power unit control systems, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: shakhm@ssau.ru. Area of research: vibroacoustics of machines, dynamics of fluid power and fuel systems of engines and flying vehicles.

Gimadiev Asgat Gatyatovich, doctor of engineering, professor, department of power unit control systems, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: gimadiev_ag@mail.ru. Area of research: dynamics of fluid power systems of control and monitoring, fluid born noise.

Sverbilov Viktor Yakovlevich, candidate of engineering, associate professor, department of power unit control systems, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: v.sverbilov@mail.ru. Area of research: fluid power system dynamics and control, fluid born noise.

Sinyakov Anton Fyodorovich, postgraduate student, department of power unit control systems, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Email: blues87@yandex.ru. Area of research: mechatronics, fluid power drives for mobile application.