

Богданов Евгений Петрович

Evgeny P. Bogdanov

Национальный исследовательский Томский политехнический университет

National Research Tomsk Polytechnic University

Доцент кафедры «Электромеханические комплексы и материалы»

Associate Professor of department “Electromechanical systems and materials”

Канд. техн. наук, доцент

Рикконен Сергей Владимирович

Sergey V. Rikkonen

ООО «Система», г. Томск

“System” Ltd, Tomsk

Главный конструктор ООО «Система», г. Томск

Chief designer of “System” LTD, Tomsk

Канд. техн. наук, доцент

Федянин Александр Леонидович

Aleksandr L. Fedyanin

Национальный исследовательский Томский политехнический университет

National Research Tomsk Polytechnic University

Доцент кафедры «Электромеханические комплексы и материалы»

Associate Professor of department “Electromechanical systems and materials”

Канд. техн. наук

E-Mail: epbogdanov@mail.ru

05.04.13 Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты.

Расчет переходных процессов пуска электрогидравлических толкателей

Calculation of transients of electro-hydro-pushers starting

Аннотация: Предложен алгоритм расчета переходных процессов гидротолкателя в составе колодочного тормоза с учетом местных гидравлических сопротивлений течения масла.

The Abstract: The algorithm for calculation of transients of hydro pusher consisting of the drum brake taking into account the local hydraulic resistance of the flow of oil is present.

Ключевые слова: Потери, процесс, пуск, двигатель, толкатель, гидросистема, алгоритм, расчет, ход.

Keywords: Losses, process, starting, electric motor, pusher, hydraulics, algorithm, calculation, motion.

Электрогидравлические толкатели (ЭГТ) предназначены для преобразования гидравлическим способом электроэнергии в механическое прямолинейное движение с целью приведения в действие колодочных тормозов подъемных механизмов и механизмов подъемно-транспортного оборудования. Толкатели предназначены для работы в сети переменного тока напряжением 380В, частотой 50Гц, в повторно-кратковременном режиме при продолжительности включения (ПВ)80% и менее, с частотой включений до 720 вкл/час.

Выбор конструкции ЭГТ, выбор мощности двигателя и параметров насоса толкателя, подробно представлены в [1]. Там же, упрощенно представлены гидравлические сопротивления течению рабочей жидкости, величина которых может существенно влиять на время переходных процессов.

Колодочный тормоз и электрогидравлический толкатель вместе представляют колебательную систему с явными резонансами, поэтому вид переходных процессов данной системы существенно влияет на работу тормоза и автоматизированную систему управления, включающую в себя электрогидравлический толкатель.

Целью данной работы является создание методики расчета переходных процессов пуска электрогидравлических толкателей, с учетом местных гидравлических сопротивлений. Знание законов движения поршня гидротолкателя позволит рационально спроектировать конструкцию толкателя при максимальном быстродействии.

Воспользуемся методикой расчета гидромеханических характеристик электромеханических устройств [2,3], и рассчитаем время подъема штока электрогидравлического толкателя ТЭ-80М.



Рис. 1. Электрогидравлический толкатель ТЭ-80М, выпускаемый ОАО «Томский электромеханический завод им. В.В. Вахрушева»

Исходные данные расчета, паспортные данные и размеры:

$P_n = 80$ кгс – тяговое усилие, развиваемое насосом ЭГТ;

$S_n = 0,0154$ м² – сечение поршня;

$h = 0,065$ м – ход поршня ЭГТ;

$t_n = 0,65$ с – время подъема поршня ЭГТ;

$n = 3000$ об/мин – частота вращения асинхронного двигателя;

$\omega_c = 314$ 1/с – синхронная скорость вращения двигателя гидротолкателя;

$n_n = 2900$ об/мин – номинальная частота вращения ротора двигателя;

$M_{max} = 2,758$ Н·м – максимальный момент двигателя;

$m = 1,2$ – перегрузочная способность двигателя;

$S_k = 0,1$ – критическое скольжение двигателя;

$\rho = 862$ кг/м³ – удельный вес рабочей жидкости;

$\mu = 0,02356$ Па·с – динамическая вязкость рабочей жидкости;

$m_p = 1$ кг – масса поршня;

$m_{sh} = 0,51$ кг – масса штока;

$m_r = 6$ кг – масса рычага;

$m_{pr} = 0,7$ кг – приведенная масса подвижных частей тормоза;

$q = 11200$ Н/м – жесткость пружины тормоза;

$R_{tr} = 250$ кг/с – коэффициент трения линейного движения конструктивных элементов ЭГТ и тормоза.

Размеры гидроканалов ЭГТ (рис.2):

$S1 = 0,0154\text{м}^2$; $L1 = 0,07\text{м}$;

$S2 = 0,00432\text{м}^2$; $l2 = l2' + l2'' = 0,142\text{м}$;

$S3 = 0,0132\text{м}^2$; $l3 = 0,01\text{м}$;

$S4 = 0,0077\text{м}^2$; $l4 = 0,065\text{м}$;

$S5 = 0,0154\text{м}^2$.

Размеры гидроканала конфузора – переход из зоны 3 в зону 4.

$S_{sop} = (S3 + S4) / 2 = 0,01\text{м}^2$, $l_{sop} = 0,065$ м.

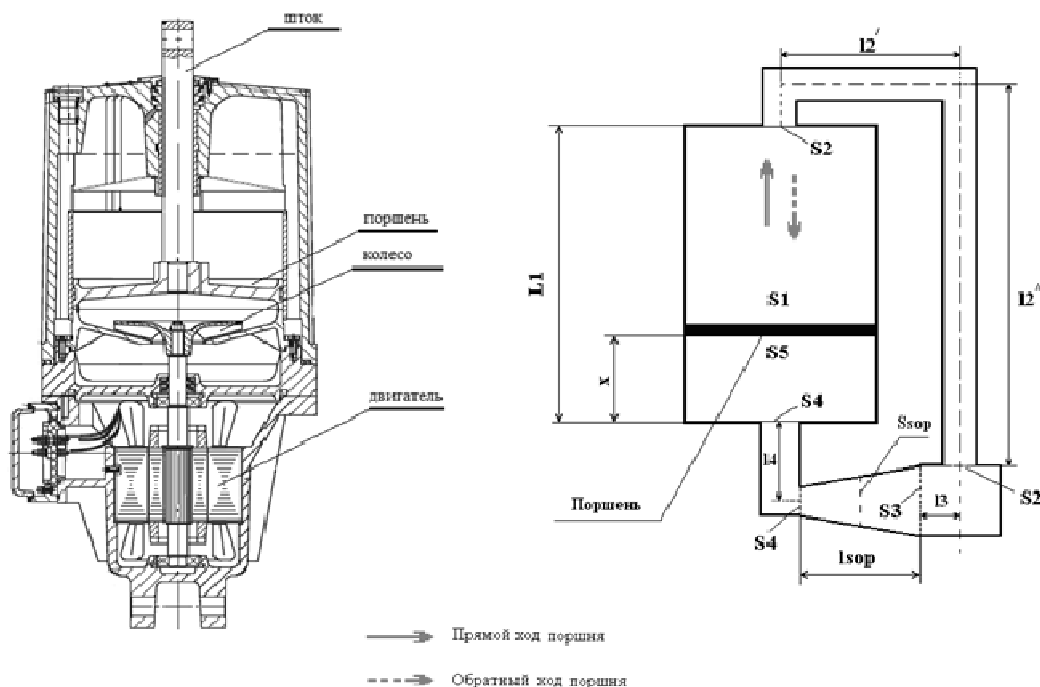


Рис. 2. Конструкция толкателя и схема замещения гидравлической системы электрогидравлического толкателя

Расчет электрогидравлического толкателя (ЭГТ).

Согласно [1] проводится расчет колеса насоса электрогидравлического толкателя:

- вычисляется гидравлический напор;
- расчет расхода гидросистемы;
- расчет всех размеров турбинного колеса (рис.3);
- расчет полного значения к.п.д. насоса;
- расчет мощности двигателя.

Мощность двигателя составляет 180Вт.

Общий к.п.д. гидротолкателя очень низкий и составляет $\eta = 0,395$ [1].

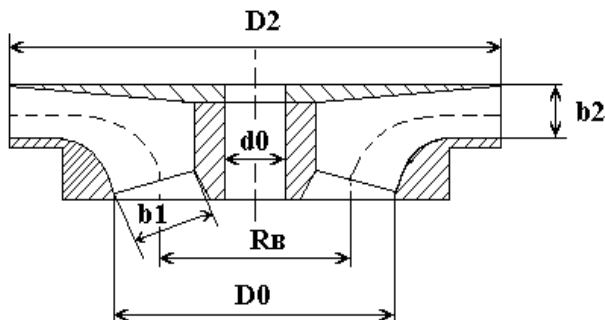


Рис. 3. Колесо насоса электрогидравлического толкателя

Для расчета переходных процессов системы необходимо определить общий момент инерции подвижных частей толкателя.

В отличие от [1], для расчета динамических режимов необходимо знать присоединенную массу жидкости, вращающейся в фазе с турбинным колесом (рис.3).

Присоединенная масса жидкости, вращающаяся в фазе с турбинным колесом:

$$m_n = \frac{8\rho}{2} \left(\frac{D_2}{2} \right)^3 = 8 \cdot \frac{862}{3} \cdot \frac{0,091^3}{2} = 0,217 \text{ кг}$$

где $\rho = 862 \text{ кг/м}^3$ - плотность масла.

Момент инерции присоединенной массы жидкости:

$$I_{nn} = \frac{m_n}{2} \left(\frac{D_2}{2} \right)^2 = \frac{0,217}{2} (0,0455)^2 = 2,241 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

где D_2 – диаметр колеса(рис.3).

Момент инерции колеса:

$$I_{нк} = \frac{M_k}{2} \left(\frac{D_2}{2} \right)^2 = \frac{0,147}{2} (0,0455)^2 = 1,5 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

где M_k – масса колеса.

Суммарный момент инерции колеса:

$$I_{нк} = I_{нк} + I_{nn} = 3,763 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Общий момент инерции вращающихся частей двигателя:

$$MI = I_{нкол} + I_{ндв} = 3,763 \cdot 10^{-4} + 1,084 \cdot 10^{-5} + 1,88 \cdot 10^{-4} = 5,751 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^3$$

Расчет переходного процесса пуска электрогидравлического толкателя.

Время подъёма – промежуток времени с момента подачи питающего напряжения на гидротолкатель и до момента прихода штока в верхнее крайнее положение: $t_n = t_3 + t_d$ где t_3 – время запаздывания начала движения штока (промежуток времени с момента подачи напряжения и до момента начала движения штока); t_d – время движения штока (промежуток времени с момента начала движения и до момента прихода штока в верхнее положение).

Время запаздывания прямого хода приблизительно равно времени разгона электродвигателя гидротолкателя до скорости, при которой центробежный насос создает необходимый напор и начинается движение штока.

Разделение времени пуска гидротолкателя определяется двумя разными физически переходными процессами:

- разгоном вращающихся масс (ротор двигателя, вала турбины, турбины);
- разгоном масс, совершающих поступательное движение (поршень, шток, приведенные массы колодочного тормоза и массы самой рабочей жидкости).

Постоянная времени разгона двигателя:

$$T_m = \omega_c \cdot \frac{M_I}{3} \cdot M_{\max} \cdot 1,2 = 314 \cdot \frac{5,751 \cdot 10^{-4}}{3} \cdot 2,758 \cdot 1,2 = 0,02 \text{ с}$$

где ω_c – синхронная угловая частота вращения двигателя, M_{\max} – максимальный момент двигателя.

Постоянная времени разгона двигателя должна быть увеличена на 20 % из-за затягивания переходного процесса пуска двигателя в условиях нелинейности нагрузки и момента двигателя.

Расчет переходного процесса пуска асинхронного двигателя:

$$\omega(t) = \omega_c \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{T_m}} \right)$$

Скорость вращения электродвигателя, при которой начнется движение штока (рис. 5):

$$\omega_{шт} = \omega_n \cdot \left(\frac{H}{1,2 \cdot m \cdot H_H} \right) = 261,667 \left(\frac{1}{\text{с}} \right)$$

$$H_H = \frac{P_H}{S_H \cdot \rho} = \frac{80}{0,0154 \cdot 862} = 6,02 \text{ м}$$

– номинальный напор гидротолкателя;

$$H = \frac{P}{S_1 \cdot \rho}$$

– рабочий напор;

$m = 1,2$ – перегрузочная способность гидротолкателя.

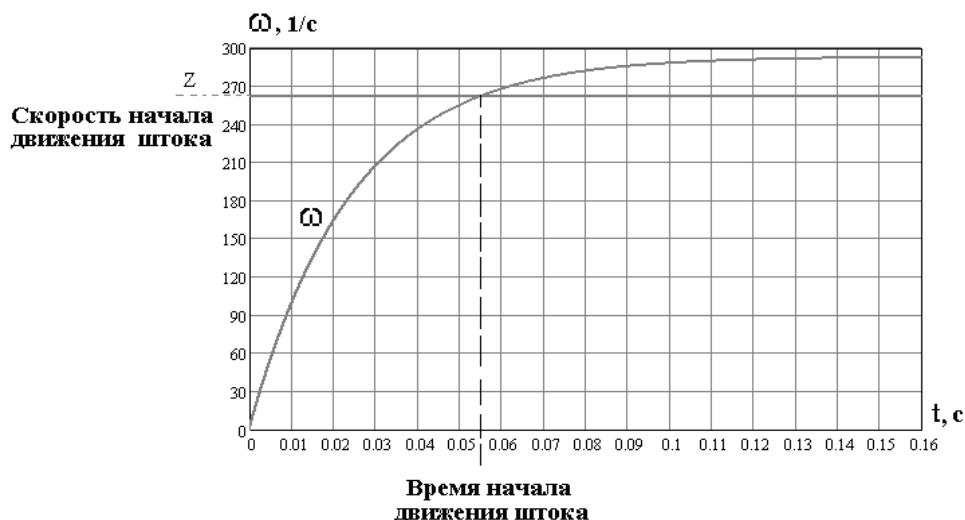


Рис. 4. Разгон двигателя гидротолкателя

Зависимость напора колеса от времени переходного процесса:

$$H(t) = \frac{\omega(t)^2 R_2^2 \cdot \eta_{гт}}{g(1 + \rho)}$$

Расчет гидравлических сопротивлений электрогидравлического толкателя при подъёме штока.

На рис. 2 представлена гидравлическая схема замещения гидротолкателя. При включении двигателя под поршнем повышается давление, и поршень начинает двигаться вверх. Смещение поршня (величина x , м) увеличивается, и соотношение объёмов $S5/S1$ изменяется, жидкость перетекает из объёма $S1$ через $S2, S3, S4$ в $S5$. В процессе протекания жидкости в системе образуются гидравлические потери, в существенной степени определяющие время переходного процесса подъёма поршня.

Для динамической системы гидравлические потери выражаются в виде сил гидравлических сопротивлений: сила потери гидравлического напора; сила потерь на трение; сила местных гидравлических сопротивлений.

Анализ гидромеханической системы показывает, что числа Рейнольдса на некоторых участках системы невысоки, пути протекания жидкости короткие и основными потерями будут являться местные гидравлические сопротивления.

Местные гидравлические сопротивления складываются из суммы гидравлических сопротивлений участков гидросистемы:

1. Потери на трение;
2. Резкое сужение плюс трение в узком сечении;
3. Потери на повороты жидкости;
4. Резкое расширение;
5. Сопротивление конфузора;
6. Резкое расширение.

Суммарная сила гидравлического сопротивления будет являться функцией скорости жидкости, вязкости жидкости, шероховатости стенок гидросистемы, конфигурации гидросистемы (рис. 4) [2,3].

Суммарная гидравлическая сила сопротивления движению поршня гидротолкателя:

$$F_{\text{гид}}(t, x, z) = F1(t, x) + F2(t, x) + F3(t, x) + F4(t, x) + F5(t, x)$$

Уравнение движения гидромеханической системы – «гидротолкатель-тормоз»:

$$m_{\Sigma}(t, x, z) \cdot a(t, x, z) = F_n(t) - F_{\text{cc}}(t, x, z) - q \cdot x(t) - m \cdot g - F_{\text{тр}}(t, x, z)$$

Где $m_{\Sigma}(t, x, z)$ – инерционная масса системы,

$F_n(t) = H(t) \cdot g \cdot S_1 \cdot \rho$ – сила напора турбины,

$F_{\text{тр}}(t, x, z) = R_{\text{тр}} \cdot v(t, x)$ – сила сопротивления линейному движению,

$a(t, x, z)$ – линейное ускорение системы,

$z(t)$ – скорость движения поршня.

Решение уравнений проводится численным методом, используя программу «Mathcad Professional».

На рис. 5 представлен переходный процесс пуска асинхронного двигателя гидротолкателя с определением времени начала движения штока.

Время подъема гидротолкателя на максимальную высоту:

$$t_{\text{п}} = t_{\text{з}} + t_{\text{д}} = 0,055 + 0,546 = 0,61 \text{ с}$$

На рис. 6, 7 показаны переходные процессы пуска гидротолкателя ТЭ-80М с разным количеством лопаток турбины: 7 и 8 лопаток. При этом время начала движения практически не изменилось, время подъема поршня тоже не изменилось. Изменились тяговая сила и предельное смещение поршня.

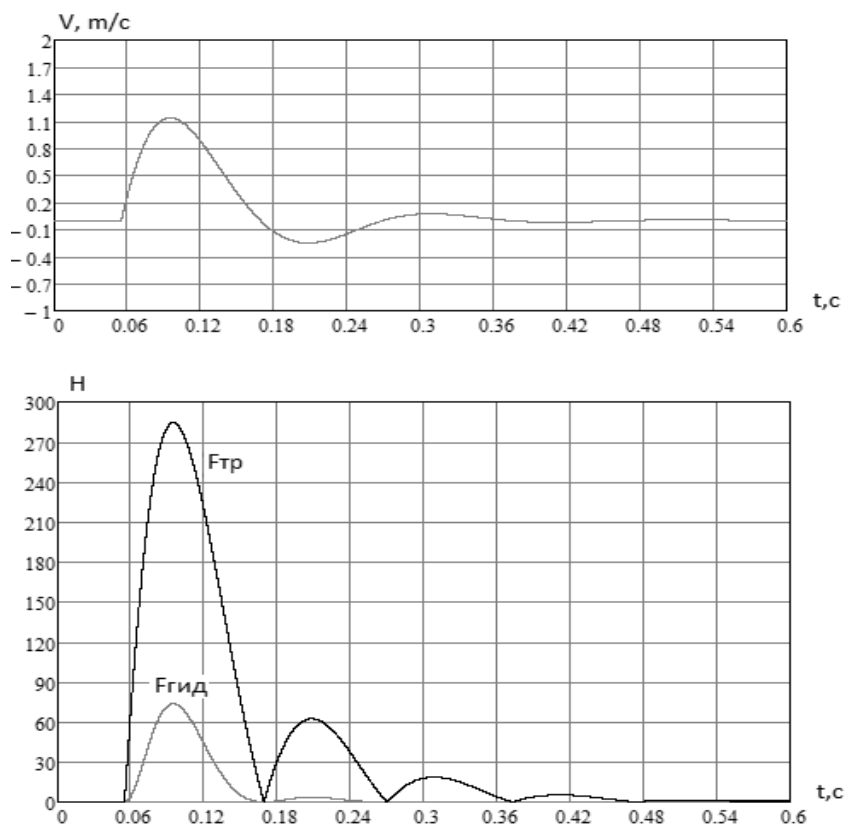


Рис. 5. Временные зависимости скорости течения жидкости над поршнем и сил сопротивления при движении поршня гидротолкателя: $F_{тр}$ – сила трения поршня и штока толкателя; $F_{гид}$ – суммарная сила гидравлического сопротивления

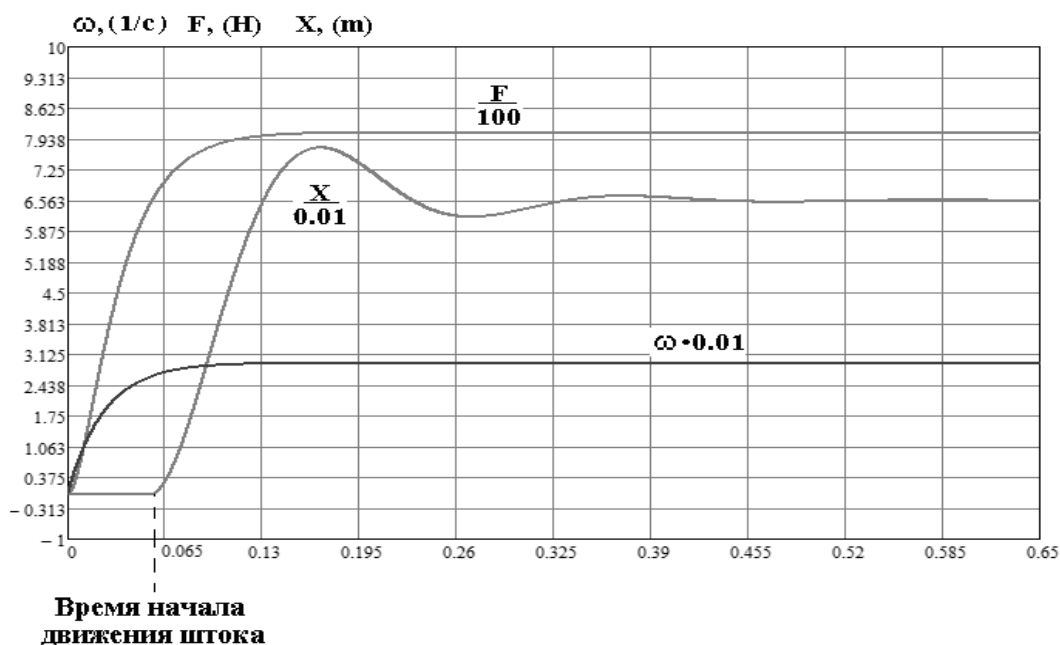


Рис. 6. Прямой ход гидротолкателя. Число лопаток турбинки 8. Масса подвижных частей 7,51 кг, жесткость пружины 11200 Н/м

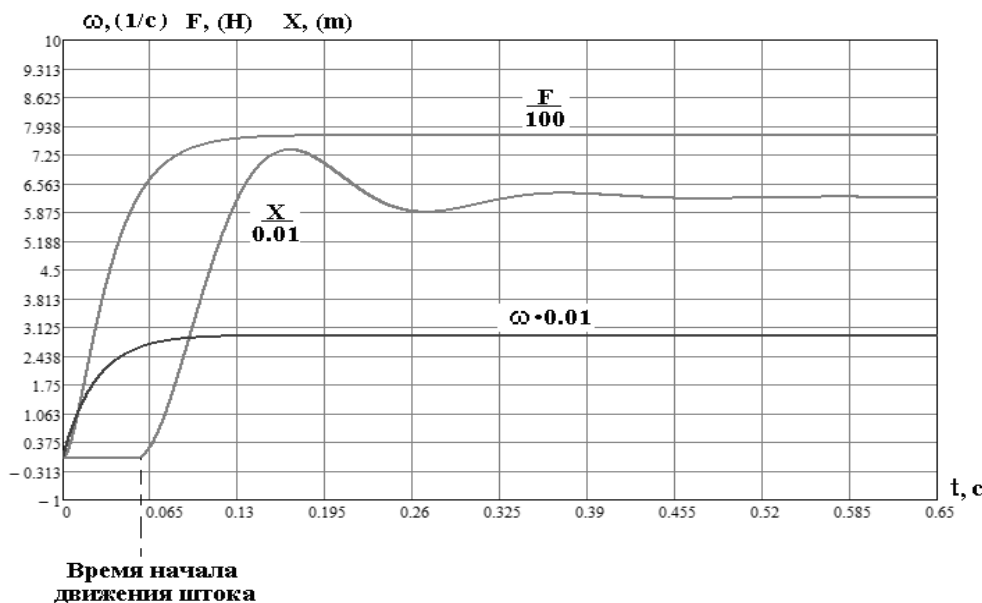


Рис. 7. Прямой ход гидротолкателя. Число лопаток турбинки 7. Масса подвижных частей 7,51 кг, жесткость пружины 11200 Н/м

Выводы

1. Электрогидромеханическая система «гидротолкатель - колодочный тормоз» представляет собой колебательную систему, проявляющую себя в полной мере во время переходных процессов. В установившемся режиме, за счет потерь в механической системе и отсутствии возмущающих воздействий, колебательность не наблюдается.

2. Предложенный алгоритм расчета переходных процессов движения гидротолкателя позволяет определить качество переходного процесса и время пуска. Точность расчетов (по экспериментальным исследованиям) – приблизительно 9%.

3. Предложенная методика расчета позволяет правильно выбрать мощность двигателя и подобрать параметры колебательной системы так, чтобы переходные процессы пуска и останова носили апериодический характер, что особенно важно в грузоподъемных устройствах.

4. С целью повышения энергоэффективности гидротолкателя необходимо:

- в установившемся режиме повысить к.п.д. всего устройства, в том числе к.п.д. двигателя;
- в переходном процессе за счет оптимизации механических и гидравлических параметров уменьшить потери на трение и на местных гидросопротивлениях, не забывая о качестве переходных процессов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Антропов А.Т., Рикконен С.В. Гидромеханические характеристики регулирующей заслонки САР давления //itech-журнал интеллектуальных технологий. 2009. – № 12. – С. 35–39.

2. Гусельников Э.М., Ротт В.Ф. Электрогидравлические толкатели. – М.: Энергия, 1968. – 112 с.

Рецензент: Лукутин Борис Владимирович. Докт. техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Электроснабжение промышленных предприятий» Национального исследовательского Томского политехнического университета.