

УДК 621.22

ИССЛЕДОВАНИЕ СИСТЕМ ТОРМОЖЕНИЯ В ГИДРАВЛИЧЕСКОМ ПРИВОДЕ ПОД ДЕЙСТВИЕМ ПОПУТНОЙ НАГРУЗКИ

Э. Г. Гимранов¹, Л. С. Мусина², В. А. Целищев³

¹ mohax13@mail.ru, ² yurioki@ya.ru, ³ pgl.ugatu@mail.ru

ФГБОУ ВПО «Уфимский государственный авиационный технический университет» (УГАТУ)

Поступила в редакцию 22.10.2013

Аннотация. Рассмотрены теоретические подходы к анализу систем торможения в гидравлическом приводе под действием попутной нагрузки. Разработаны: общая математическая модель для управляющих устройств торможения гидроприводов, математическая модель тормозного клапана при подъеме и опускании груза, по результатам которых выведены основные зависимости влияния исследуемых факторов на характеристики гидропривода. В ходе проведения физического эксперимента тормозных устройств были получены осциллограммы торможения и переливные характеристики.

Ключевые слова: системы торможения; тормозной клапан; регуляторы давления; грузоподъемные машины; гидропневмоавтоматика.

Среди многообразия проблем регулирования скорости движения выходного звена гидроприводов важное место занимают проблемы торможения и позиционирования. При торможении происходит преобразование накопленной в процессе разгона движущихся масс кинетической энергии в другие обратимые или необратимые виды энергии (потенциальную, тепловую). Используемые для этого тормозные устройства и механизмы, называемые в различных областях техники также буферами, демпферами, амортизаторами или просто тормозами, создают дополнительную силу или момент сопротивления, направленные против движения и совершающие отрицательную работу на участке торможения. При этом накопленная энергия частично или полностью преобразуется (поглощается или рассеивается), постепенно снижается скорость движущихся масс по мере их приближения к заданной точке останова, устраняются их динамические нагрузки и удары, что способствует устранению отскоков и колебаний рабочих органов.

В машинах с гидроприводом, у которых кинетическая энергия движущихся частей велика, тормозные гидроустройства, которые управляют гидроприводом в периоды разбега, выбега и реверса, должны выполнять ряд условий: обеспечить защиту машины от динамических нагрузок и ударов; ограничить экстремальные давления в гидросистеме; обеспечить отсутствие от-

скока и колебаний выходного звена; уменьшить время и путь в периоды торможения.

Тормозные клапаны являются эффективным средством гидроавтоматики и применяются для исключения противообгонного скоростного режима при воздействии попутных нагрузок, когда направление внешней нагрузки совпадает с направлением движения гидродвигателя, и служат для поддержания давления в напорной линии. Регулировка проходного сечения дросселя осуществляется давлением в нагнетательной линии при режиме опускания. При действии на гидромотор попутной нагрузки в нагнетательной линии происходит падение давления. Для предупреждения возникновения кавитации в нагнетательной линии контура опускания в блоке тормозных клапанов установлен дроссель, который следит за падением давления в линии питания и препятствует свободному прохождению жидкости в гидромотор, тем самым притормаживает его.

Стенд «Диагностика и идентификация гидросистем с комплектом оборудования» при УНИЦ «Гидропневмоавтоматика» позволяет провести испытания тормозных клапанов компании Hydac и Parker.

СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА

При рассмотрении частного случая торможения для грузоподъемных машин при дейст-

вии попутной нагрузки, на сегодняшний день существует не много тормозных устройств, удовлетворяющих условиям плавного хода, снижения ударов, вибрации и динамических усилий, обычно действующих на механизм при использовании механических тормозов (что, в свою очередь, обуславливает увеличение срока службы элементов механизмов). Резкое увеличение развиваемой тормозом мощности торможения при повышении скорости (мощность пропорциональна скорости в третьей степени), простота регулирования замедления и очень малое время (около 0,2 с) нарастания тормозного момента – таковы требования, предъявляемые современным системам торможения [1–3].

Современные тормозные устройства отличаются сложной конструкцией, приведем некоторые примеры.

КОНСТРУКЦИЯ И ПРИНЦИП РАБОТЫ ТОРМОЗНОГО КЛАПАНА

Тормозной клапан применяется для влияния на скорость гидромотора или цилиндра независимо от нагрузки (предотвращение опережения). Он выполняет также функцию запорного в случае разрушения трубопровода.

Основными частями тормозного клапана (рис. 1) являются корпус (1), основной клапан (2), клапан предупреждения (3), управляющий плунжер (4), поршень (5) и дроссель (6).

Подъем груза. При потоке от А до В основной клапан (2) открывается. В случае падения давления ниже определяемого нагрузкой (напр., при разгрузке трубопровода между распределителем и присоединением А) основной клапан (2) закрывается. Эта функция выполняется

за счет соединения стороны нагрузки (7) с полостью (8).

Опускание груза (примеры подключения). Направление потока от В к А. Выход А через распределитель соединен с баком. В штоковую полость цилиндра подводится линия с расходом, соответствующим режиму работы. Отношение управляющего давления на точке Х и давление на присоединение В = 1:20. При возрастании управляющего давления происходит предварительное открытие клапана. Управляющий плунжер (4) перемещается и открывает клапан предупреждения (3), при этом полость (8) соединяется через канал А с баком и разгружается от давления. Одновременно перекрывается связь полости (8) с каналом В, находящимся под давлением от действия груза. Таким образом, основной клапан становится разгруженным от давления. При этом торец управляющего плунжера (4) упирается в основной клапан (2), а буртик – в поршень (5). Теперь давление на присоединении Х, необходимое для соединения В с А, определяется только силой пружины в полости (9). Соединение В и А начинается при давлении 20 bar, для полного открытия необходимы 50 bar. Сечение проходного отверстия увеличивается постепенно, по мере открытия радиальных отверстий в гильзе, перекрытых основным клапаном (2). Взаимосвязь между давлением управления, давлением открытия и перепадом давлений регулирует расход слива от В к А. Таким образом, исключается самопроизвольное ускорение потребителя. Контролируемое опускание не нарушается при разрушении трубопровода между распределителем и присоединением А.

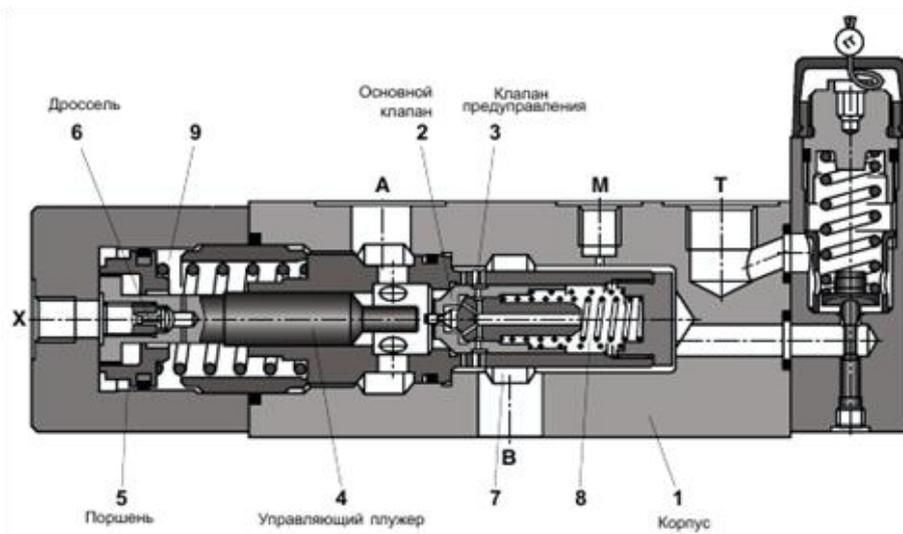


Рис. 1. Конструкция тормозного клапана

Влияние времени открытия и закрытия клапана:

- Открытие клапана происходит с дросселированием масла, выжимаемого поршнем (5), через дроссель (6), защищенный сеткой.
- Закрытие клапана происходит без дросселирования.
- При использовании с цилиндром в линии X может быть установлен дроссель (клапан для регулирования времени закрытия).
- При использовании с гидромотором дроссель в линии X не устанавливается. В этом случае рекомендуется использовать время срабатывания распределителя.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТОРМОЗНОГО КЛАПАНА ПОДЪЕМА ГРУЗА

При потоке от A до B (рис. 1, 2 [4]) основной клапан (2) открывается. В случае падения давления ниже определяемого нагрузкой (напр., при разгрузке трубопровода между распределителем и присоединением A) основной клапан (2) закрывается. Эта функция выполняется за счет соединения стороны нагрузки (7) с полостью (8).

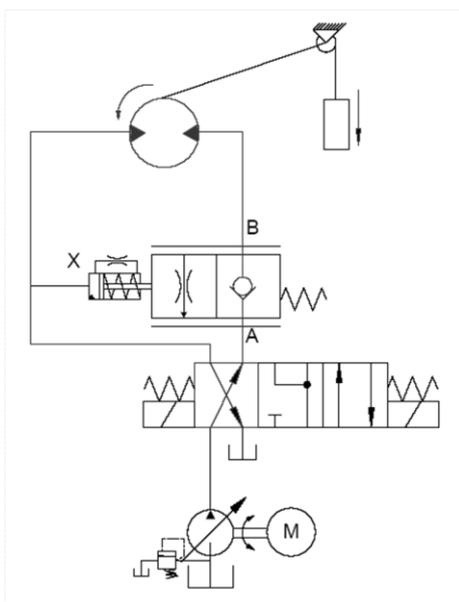


Рис. 2. Схема работы гидропривода при подъеме груза

Уравнение движения основного клапана будет выглядеть следующим образом:

$$m \cdot \frac{dv}{dt} = (p_1 - p_2) \cdot F_{ок} - k_v \cdot \frac{dx}{dt} - C_{ок} \cdot (x_{ок} + x_n) - F_c \cdot \text{sign}\left(\frac{dx}{dt}\right), \quad (1)$$

где m – масса основного клапана, кг; v – скорость перемещения основного клапана, м/с; x – перемещения основного клапана, м; p_1, p_2 – давление основного клапана на входе и выходе соответственно, Па; $F_{ок}$ – площадь обратного клапана, м²; k_v – коэффициент вязкого трения; $C_{ок}$ – жесткость упругой опоры основного клапана, Н/м; x_n – перемещение клапана передуправления, м; F_c – сила сухого трения, Н.

Уравнение баланса расходов через дроссель A:

$$\mu \cdot f_A \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{пит} - p_1|} \cdot \text{sign}(p_{пит} - p_1) = F_{ок} \cdot \frac{dx}{dt} + \frac{V_{oA} + F_{ок} \cdot x_{ок}}{E} \cdot \frac{dp_1}{dt}, \quad (2)$$

где μ – коэффициент расхода через золотник; f_A – площадь через дроссель A, м²; ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³; $p_{пит}$ – давление питания насосной станции, Па; V_{oA} – рабочий объем дросселя A, м³; E – модуль объемной упругости, Па.

Уравнение баланса расходов через дроссель B:

$$F_{ок} \cdot \frac{dx}{dt} = \mu \cdot f_B \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_2 - p_{дв}|} \times \text{sign}(p_2 - p_{дв}) + \frac{V_{oB} - F_{ок} \cdot x_{ок}}{E} \cdot \frac{dp_2}{dt}, \quad (3)$$

где $p_{дв}$ – давление гидродвигателя, Па; V_{oB} – рабочий объем дросселя B, м³; f_B – площадь через дроссель B, м².

Система уравнений решается методом Рунге–Кутты в MathCAD со следующими исходными данными:

$$p_{пит} = 5 \cdot 10^6 \text{ МПа}, p_{дв} = 3,3 \cdot 10^6 \text{ МПа}, \\ F_{ок} = 2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2, f_A = 3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2, f_B = 3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2, \\ E = 2 \cdot 10^8 \text{ Па}, F_c = 0, \mu = 0,71, \rho = 850, k_v = 1000, \\ x_n = 5 \cdot 10^{-5} \text{ Н/м}, m_{ок} = 1,5 \text{ кг}, V_{oA} = 3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3, \\ V_{oB} = 3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3.$$

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ ГИДРОПРИВОДА С ТОРМОЗНЫМ КЛАПАНОМ ПОД ДЕЙСТВИЕМ ПОПУТНОЙ НАГРУЗКИ

Для вывода математической модели тормозного устройства под действием попутной нагрузки рассмотрим случай, представленный на рис. 3, где сложная конструкция клапана заменяется на упрощенную в виде дросселя.

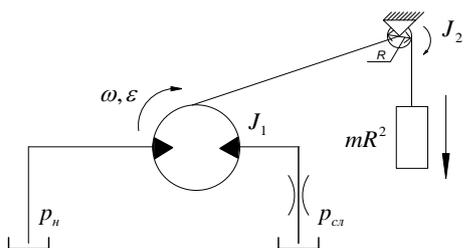


Рис. 3. Упрощенная схема работы гидропривода под действием попутной нагрузки

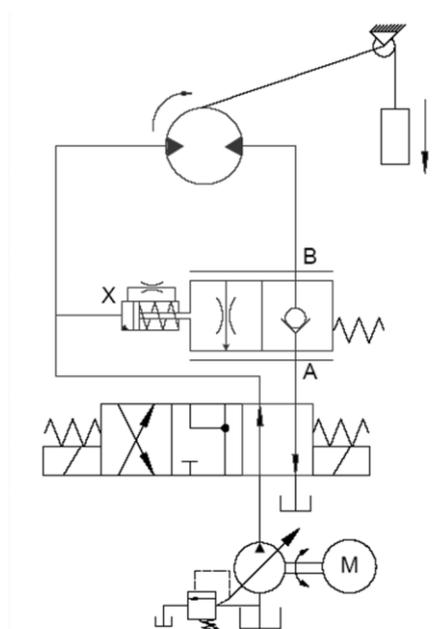


Рис. 4. Схема работы гидропривода под действием попутной нагрузки

Уравнение моментов:

$$J \frac{d\omega}{dt} = M \cdot g \cdot R - \frac{p_n \cdot V_{он}}{2\pi \cdot \eta_m} - k_w \cdot \omega, \quad (4)$$

где J – суммарный момент инерции, равный $J = J_1 + J_2 + MR^2$; ω – угловая частота вращения гидромотора, рад/с, $\omega = 2\pi n$; M – масса груза, кг; g – ускорение свободного падения, м/с²; R – радиус барабана, м; p_n – номинальное давление насоса, Па; $V_{он}$ – рабочий объем, м³; η_m – механический КПД; k_w – коэффициент вязкого трения.

Уравнение баланса расходов:

$$Q_n = V_{он} n \eta_m = \mu \cdot f(p) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_n - p_{сл})} + \frac{V_o}{E} \cdot \dot{p}_n, \quad (5)$$

где μ – коэффициент расхода; $f(p)$ – площадь дросселя в зависимости от давления, м²,

$f(p) = \text{if}(p_n > p_1, \text{if}(p_n < p_3, l_2, l_3), l_1)$; ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³; $p_{сл}$ – давление слива, Па; V_o – рабочий объем дросселя, м³; E – модуль объемной упругости, Па.

Решая уравнения (4) и (5) относительно их производных, получим систему уравнений:

$$\begin{cases} \frac{dn}{dt} = \frac{1}{2\pi \cdot J} \cdot \left[M \cdot g \cdot r - \frac{p_n \cdot V_{он}}{2\pi \cdot \eta_m} - 2\pi \cdot k_w \cdot n \right], \\ \frac{dp_n}{dt} = \frac{E}{V_o} \cdot \left[V_{он} n \eta_m - \mu \cdot f(p) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_n - p_{сл})} \right]. \end{cases}$$

Направление потока от В к А (рис. 4 [4]).

Выход А через распределитель соединен с баком. В штоковую полость цилиндра подводится линия с расходом, соответствующим режиму работы. Отношение управляющего давления на точке X и давление на присоединение B = 1:20. При возрастании управляющего давления происходит предварительное открытие клапана.

Математическая модель движения гидропривода с тормозным клапаном под действием попутной нагрузки состоит из уравнений:

$$\begin{cases} \frac{dx_{пл}}{dt} = v_{пл}, \\ \frac{dv_{пл}}{dt} = \frac{1}{m_{пл}} \cdot \left[(p_{упробр} - p_{сл}) \cdot F_{пл} - k_v \cdot \frac{dx_{пл}}{dt} - F_c \cdot \text{sign}\left(\frac{dx_{пл}}{dt}\right) \right], \\ \frac{dx_{ок}}{dt} = v_{ок}, \\ \frac{dv_{ок}}{dt} = \frac{1}{m_{ок}} \cdot \left[(p_{упр}^{(i)}(b) - p_{сл}) \cdot F_{ок} - k_v \cdot \frac{dx_{ок}}{dt} - C_{ок} \cdot x(x_{пл}) - F_c \cdot \text{sign}\left(\frac{dx_{ок}}{dt}\right) \right], \\ \frac{dp_{упр}^{(i)}}{dt} = \frac{E}{V_{ок}} \cdot \left[\mu \cdot f_{др} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_{упр}^{(i)} - p_{сл})} - F_{ок} \cdot \frac{dx_{ок}}{dt} \right], \\ \frac{dn}{dt} = \frac{1}{2\pi \cdot J} \cdot \left[M \cdot g \cdot r - \frac{p_n \cdot V_{он}}{2\pi \cdot \eta_m} - 2\pi \cdot k_w \cdot n \right], \\ \frac{dp_n}{dt} = \frac{E}{V_o} \cdot \left[V_{он} n \eta_m - \mu \cdot f(p) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_n - p_{сл})} \right]. \end{cases}$$

Данная система уравнений решается методом Рунге–Кутты в MathCAD со следующими исходными данными:

$$\begin{aligned} p_{пит} &= 15 \cdot 10^6 \text{ МПа}, p_{дв} = 10 \cdot 10^6 \text{ МПа}, \\ p_{сл} &= 0, p_{упр0} = p_{дв} / 20, F_{ок} = 2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2, \\ F_{пл} &= 2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2, f_A = 3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2, f_B = 3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2, \\ k_v &= 1000, E = 2 \cdot 10^7 \text{ Па}, F_c = 0, \mu = 0,71, \\ \rho &= 850, c_{орг} = 5000 \text{ Н/м}, c_p = 2000 \text{ Н/м}, \\ m_{ок} &= m_{пл} = 1,5 \text{ кг}, V_{01} = 3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3, \\ V_{02} &= 4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3, V_{03} = 5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3 \end{aligned}$$

Графики решения данной модели представлены на рис. 5 и 6.

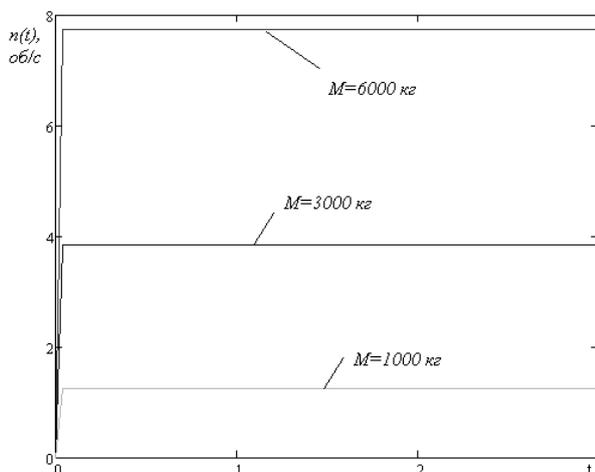


Рис. 5. График изменения оборотов гидродвигателя в зависимости от массы груза

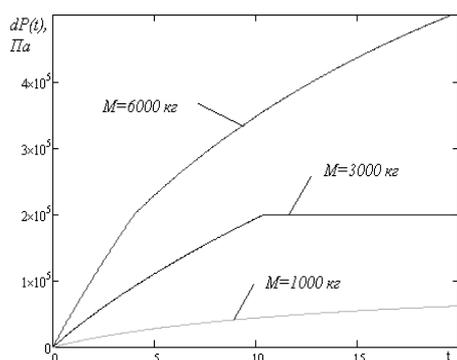


Рис. 6. Перепад давления на тормозном клапане в зависимости от времени при различных нагрузках

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ТОРМОЗНЫХ КЛАПАНОВ

Экспериментальные исследования тормозных клапанов проводились для решения следующих задач: выявления особенностей работы тормозного клапана; получения опытных данных, необходимых для расчета движения и проектирования тормозного клапана; проверки правильности методик расчета, выявления влияния различных допущений, принятых при составлении этих методик, на точность расчета.

Наиболее полно можно выяснить все особенности работы тормозного клапана при проведении динамических испытаний, то есть при осциллографировании параметров движения, давлений и т. д. во время работы гидропривода. Эти же испытания дают экспериментальные данные для сравнения с расчетными при про-

верке методик расчета и выявлении действия неучтенных факторов на процессы, происходящие в гидроприводе [5–7]. Опытные данные, необходимые для расчета, в большинстве случаев получают при статических испытаниях, т.е. при постоянной скорости гидродвигателя, так как при этом удастся получить большую точность, чем при динамических исследованиях. Но использование экспериментальных данных, полученных при статических испытаниях, для расчета динамики означает, что принимается допущение о том, что данная величина одинакова при статических и динамических процессах, если мгновенные значения определяющих ее параметров равны статическим значениям.

Ниже приводятся результаты экспериментальных исследований тормозных клапанов в лаборатории экспериментальных исследований гидросистем при Учебно-научно инновационном центре «Гидропневмоавтоматика» на стенде «Диагностика и идентификация гидросистем с комплектом гидрооборудования» (рис. 7).

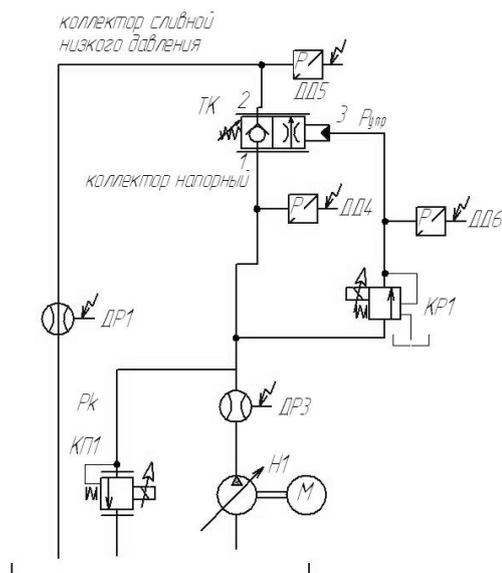


Рис. 7. Упрощенная схема проведения испытания для тормозного клапана

Получены аппроксимированные переливные статические характеристики при полностью открытых клапанах как на подъем, так и на опускание с высокими коэффициентами детерминации порядка 0,7.

Функции аппроксимации перепада давлений в тормозном клапане в зависимости от расхода $\Delta p(Q)$ при течении через обратный клапан (рис. 7):

$$\Delta p(Q) = 0,787577 + 0,118859Q + 0,014454Q^2,$$

при котором коэффициент детерминации равен $R^2 = 0,675979$.

Функции аппроксимации перепада давлений в зависимости от расхода $\Delta p(Q)$ при полностью открытом дросселе (рис. 8):

- для тормозного клапана производства Parker:

$$\Delta p(Q) = 24,846033 + 0,113195Q + 0,017928Q^2,$$

при котором коэффициент детерминации равен $R^2 = 0,67597\%$;

- для тормозного клапана производства HYDAC:

$$\Delta p(Q) = 25,472343 + 0,691827Q - 0,007144Q^2,$$

при котором коэффициент детерминации равен $R^2 = 0,677152$.

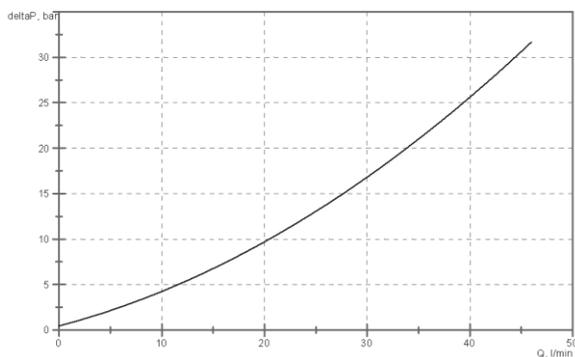


Рис. 7. Перепад давлений в тормозном клапане в зависимости от расхода $\Delta p(Q)$ при течении через обратный клапан

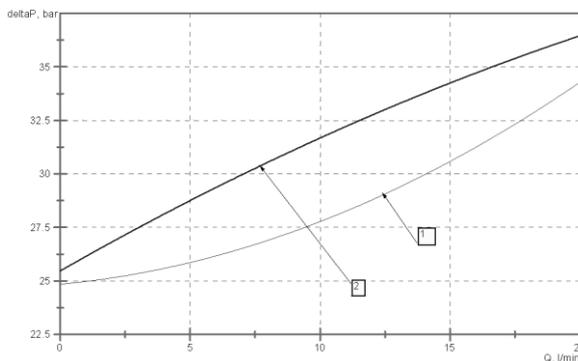
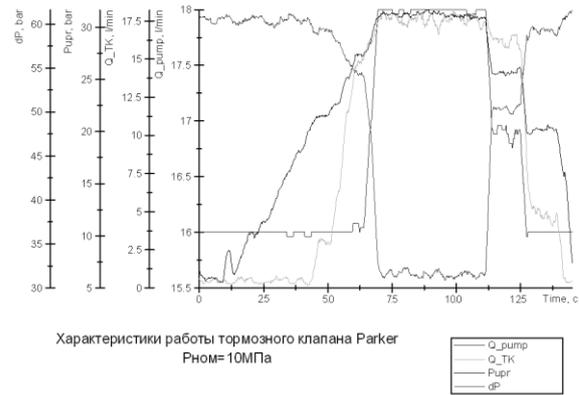


Рис. 8. Перепад давлений в зависимости от расхода $\Delta p(Q)$ при полностью открытом дросселе: 1 – тормозной клапан производства HYDAC ($P_{упр} = 25\text{bar}$); 2 – тормозной клапан производства Parker ($P_{упр} = 20\text{bar}$)

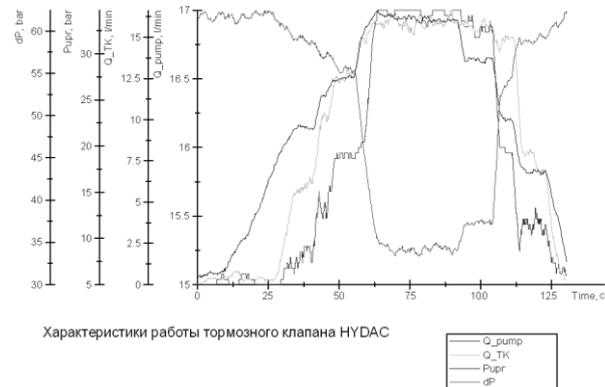
Из осциллограммы работы ТК (рис. 9, 10) видно время разбега, когда ТК под действием давления управления открывается, установившееся время, когда ТК открыт и время торможения, когда ТК уменьшает площадь проходного сечения. Время выхода на режим составляет 5,5 с.



Характеристики работы тормозного клапана Parker $P_{ном} = 10\text{МПа}$

Рис. 9. Динамические характеристики тормозного клапана Parker

Проведена качественная проверка адекватности существующей математической модели и экспериментальных данных в момент опускания груза (рис. 11, 12).



Характеристики работы тормозного клапана HYDAC

Рис. 10. Динамические характеристики тормозного клапана HYDAC

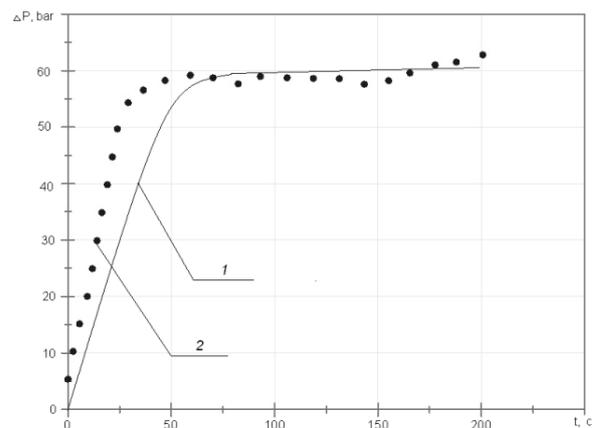


Рис. 11. Перепад давлений на тормозном клапане: 1 – численный эксперимент; 2 – натурный эксперимент

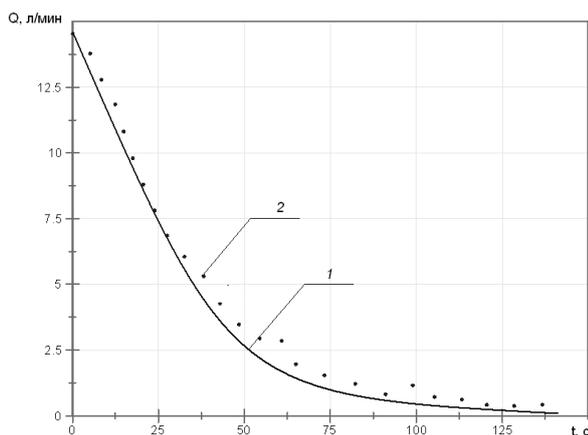


Рис. 12. Расход через тормозной клапан при торможении: 1 – численный эксперимент, 2 – натурный эксперимент

Как видно из графиков, разработанная математическая модель тормозного клапана адекватно описывает режим работы при торможении в действительности, погрешность составила 9,1 %.

ВЫВОДЫ

В результате исследования получены следующие выводы.

1. Проведенный патентный обзор, анализ рынка и изготовителей продукции, анализ существующих математических моделей тормозных устройств показали, что на сегодняшний день вопрос исследования гидравлических систем торможения рассмотрен не достаточно. В ходе анализа была впервые составлена классификация тормозных устройств и способов торможения в системе гидропривода, дающая наиболее емкое представление об объекте исследования. Для исследований были выбраны тормозные клапаны производства Parker и HYDAC.

2. Разработаны: общая математическая модель для управляющих устройств торможения гидроприводов, математическая модель тормозного клапана при подъеме и опускании груза, по результатам которых выведены основные зависимости влияния исследуемых факторов на характеристики гидропривода. Разработан комплекс нелинейных моделей тормозного клапана при подъеме и опускании груза гидросистемы с тормозным устройством под действием попутной нагрузки. При обобщении результатов численного исследования был выполнен переход от первоначальных к безразмерным переменным. Определены предельная величина модуля ускорения и площадь живого сечения потока в тормозном устройстве.

3. В ходе проведения физического эксперимента тормозных устройств были получены осциллограммы торможения и переливные характеристики с высокими коэффициентами детерминации порядка 0,7, подтверждающие разработанную математическую модель. Динамические характеристики показывают, что время выхода на режим при торможении составляет 5 с, тогда как по математической модели 5,5 с, таким образом можно сказать, что математическая модель является адекватной с погрешностью 9,1 %.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Боев Е. С., Коева А. А., Мусалимова Л. С., Пермяков Г. С., Халимова Г. Р. Состояние и перспективы развития гидроаппаратуры // Вопросы теории и расчета рабочих процессов тепловых двигателей: межвуз. сб. науч. тр. Уфа: УГАТУ, 2007. С. 51–52. [Е. Boev, A. Koeva, L. Musalimova, G. Permyakov, and G. Khalimova, "Status and prospects of development of hydraulic equipment," (in Russian), in *Problems of the theory and design work processes of heat engines*, Ufa State Aviation Technical University, 2007.]
2. Свешников В. К. Станочные гидроприводы: справочник. Библиотека конструктора. 4-е изд. перераб. и доп. М.: Машиностроение, 2004. 512 с. [V. Sveshnikov, *Machine hydraulic actuators: Directory*, (in Russian). Moscow: Machinostroenie, 2004.]
3. Галлямов Ш. Р., Широкова К. А., Целищев В. А., Целищев Д. В. Исследование гидравлического рулевого привода летательного аппарата // Вестник УГАТУ. 2008. Т. 11, № 2. С. 66–73. [S. Gallyamov, K. Shirokova, V. Tselishchev, and D. Tselishchev, "The research of hydraulic control drive of aircraft," (in Russian), *Vestnik DGTU* (scientific journal of Don State Technical University), vol. 11, no. 2, pp. 66-73, 2008.]
4. Mannesmann Rexroth AG. Каталог гидрооборудования [Электронный ресурс]. URL: http://www.boschrexroth.com/country_units/europe/russia/downloads/bri_kataloge_ru/wege_druckventile/RRS_27551_09.97.pdf (дата общ.: 20.10.2013). [Mannesmann Rexroth AG. (2013, Oct. 20). Catalog of hydraulic equipment [Online], (in Russian).]
5. Затолокин С. А., Рыбак А. Т. Экспериментальные исследования гидромеханической системы с источником расхода постоянного давления на базе автомата разгрузки с дифференциальным клапаном. // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2010. Т. 37, № 1. С. 10–13. [A. Rybak, "Experimental researches of hydromechanical system with a source of consumption fixed pressure on the basis of the automatic machine FoR unloading with A differential valve," (in Russian), *Vestnik DGTU* (scientific journal of Don State Technical University), Vol. 37, No. 1 (37), pp. 10-13, 2010]
6. Коева А. А., Петров П. В., Целищев В. А. Экспериментальное подтверждение результатов численного моделирования силового гидроцилиндра // Вестник УГАТУ. 2011. Т. 15, № 1. С. 49–54. [A. Koeva, P. Petrov, and V. Tselischev, "Experimental confirmation of numerical modelling results of power hydrocylinder," *Vestnik UGATU* (scientific journal of Ufa State Aviation Technical University), vol. 15, no. 1, pp. 49-54, 2011.]

7. Коева А. А., Петров П. В., Целищев В. А. Методические основы исследования систем автоматического регулирования авиационного двигателя // Вестник УГАТУ. 2012. Т. 16, № 8. С. 7–14. [А. Коева, Р. Petrov, and V. Tselischev, "Methodical bases of aviation engine automatic control systems research," *Vestnik UGATU* (scientific journal of Ufa State Aviation Technical University), vol. 16, no. 8, pp. 7-14, 2012.]

ОБ АВТОРАХ

ГИМРАНОВ Эрнст Гайсович, проф. каф. прикл. гидромеханики. Дипл. инж.-мех. по авиац. двигателям (УАИ, 1965). Д-р техн. наук в обл. тепл. двигателей ЛА (УГАТУ, 1990). Иссл. в обл. газ. динамики двигателей.

МУСИНА Лилия Салимовна, асп. каф. прикл. гидромеханики. Б-р техн. и технол. в обл. энергомашиностроения (УГАТУ, 2007), м-р техн. и технол. в обл. гидравл., вакуумн. и компрессорн. техники (УГАТУ, 2009). Готовит дис. в обл. систем торможения в гидро-пневмоавтоматике.

ЦЕЛИЩЕВ Владимир Александрович, проф. каф. прикл. гидромеханики. Дипл. инж.-мех. по гидравл. машинам (УАИ, 1982). Д-р техн. наук по тепл. двигателям (УГАТУ, 2000). Иссл. в обл. систем автоматики ЛА и двигательных установок.

METADATA

Title: The braking system research in hydraulic circuit

Authors: E. G. Gimranov, L. S. Musina, and V. A. Tselichev.

Affiliation: Ufa State Aviation Technical University (UGATU), Russia.

Email: pgl.ugatu@mail.ru.

Language: Russian.

Source: Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa State Aviation Technical University), vol. 18, no. 1 (62), pp. 19-26, 2014. ISSN 2225-2789 (Online), ISSN 1992-6502 (Print).

Abstract: The following problems have been solved according to the article: braking system analysis; mathematical modeling of braking system; mathematical modeling of brake valve; experimental investigation of braking valve work.

Key words: braking system; braking valve; hoisting apparatus; hydraulic and pneumatic control systems.

About authors:

GIMRANOV, Ernst Gaisovich, Prof., Aircraft Engineering Department. Dipl. of mechanical engineering on aviation engines (UGATU, 1965). Dr. of Tech. Sci. (UGATU, 1990).

MUSINA, Liliya Salimovna, Postgrad. (PhD) Student, Aircraft Engineering Department. Master of Science in energy engineering and hydraulic machines, (UGATU, 2009).

TSELICHEV, Vladimir Aleksandrovich, Prof., Aircraft Engineering Department. Dipl. of mechanical engineering on hydraulic machines (UGATU, 1982). Dr. of Tech. Sci. (UGATU, 2000).