

УДК 621.22.011+669

**Канд. техн. наук, доцент Ямкова М.А.
(ДонГТУ, г.Алчевск, Украина)**

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ
НАГНЕТАТЕЛЬНОГО КЛАПАНА ПОРШНЕВОГО НАСОСА
ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ С УЧЕТОМ ВЯЗКОГО
И СУХОГО ТРЕНИЯ**

В статті наведено розгляд питання динаміки нагнітального клапана при урахуванні в'язкого і сухого тертя, що є істотною нелінійністю.

Постановка проблемы и ее связь с научными и техническими задачами.

Насосы высокого давления нашли широкое применение в промышленности, в частности в установках для гидросбыва окалины. Однако, разрабатываемые в Украине системы гидросбыва еще несовершенны, а импортные, при более высоких показателях, - чрезмерно дороги. Поэтому представляется актуальным разработать отечественные системы, обеспечивающие высокие эксплуатационные показатели. Одним из важных показателей является стабильность давления. Насосы должны обеспечивать астатизм первого порядка по отношению к за дающим и возмущающим воздействиям, а в идеальном случае система гидросбыва должна быть инвариантна к параметрическим возмущениям при максимальном быстродействии. Для разработки таких систем необходимо адекватное математическое описание всех элементов системы, учитывающее возможные нелинейности.

Данная статья посвящена математическому описанию нагнетательного клапана насоса высокого давления.

Анализ исследований и публикаций.

Анализ отечественных и зарубежных исследований показывает, что при моделировании работы клапанов или вообще не учитываются силы трения (как, например, в [1]), или же при рассмотрении динамики принимаются линеаризованные модели клапанов, которые не позволяют учитывать существенные нелинейности, в частности сухое трение [2, 3], и вводят в рассмотрение только вязкое трение. Как показывает практика эксплуатации гидравлического оборудования, недостаточно адекватные математические модели рабочих процессов приводят зачастую к нежелательному виду этих процессов.

Постановка задачи.

Цель статьи состоит в адекватном математическом описании работы нагнетательного клапана с учетом упругости пружины, а также сил вязкого и сухого трения.

Основные результаты исследований

Запишем математическую модель клапана в виде:

$$Q_{кл} = \mu_{кл} A_{кл} \sqrt{\frac{2}{\rho} p} \quad (1)$$

$$A_{кл} = \pi d_{кл} h$$

$$m_{кл} \frac{d^2 h}{dt^2} = A_{кл} (p_n - p_3) - F_{np} - F_{ed} - F_{жс.mp} - F_{mp}$$

$$F_{np} = C_{кл} (h_0 - h)$$

$$F_{ed} = 2 \mu^2 \pi d_{кл} h (p_n - p_{cl}) \quad (2)$$

$$F_{жс.mp} = \beta_{кл} \frac{dh}{dt}$$

$$F_{mp} = F_{mp_0} sign\left(\frac{dh}{dt}\right)$$

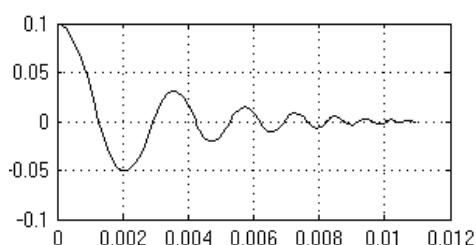
где $Q_{кл}$ - расход жидкости через клапан; $\mu_{кл}$ - коэффициент расхода основного клапана; $A_{кл}$ - площадь поперечного сечения проходного отверстия; p_n - давление насоса; h - перемещение клапана; F_{np} - сила пружины клапана; F_{ed} - гидродинамическая сила давления; $F_{жс.mp}$ - сила жидкостного трения; F_{mp} - сила сухого трения; F_{mp_0} - модуль силы сухого трения; ρ - плотность жидкости; $C_{кл}$ - жесткость пружины клапана; $d_{кл}$ - диаметр клапана; $m_{кл}$ - масса клапана; $\beta_{кл}$ - коэффициент вязкого трения.

Промоделируем динамику клапана при постоянном давлении 600 МПа и следующих параметрах: $C_{кл} = 5 \text{ Н/мм}^2$, $F_{mp_0} = 30000 \text{ Н}$, $\beta_{кл} = 100 \text{ Нс/см}^2$, $\mu_{кл} = 0.5$, $d_{кл} = 4 \text{ см}$, $\rho = 1 \text{ г/см}^3$, $m_{кл} = 200 \text{ гр}$.

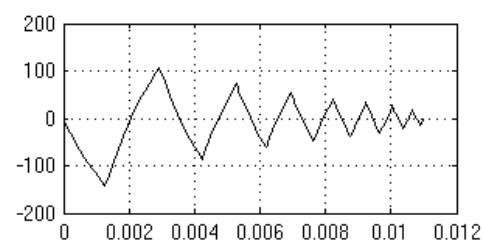
С учетом того, что сухое трение представляет собой существенную нелинейность, нам представляется наиболее удобным воспользоваться для совместного решения уравнений (1) и (2) пакетом SIMULINK программы MATLAB.

Результаты моделирования и математическая модель приведены на рис.1 и 2.

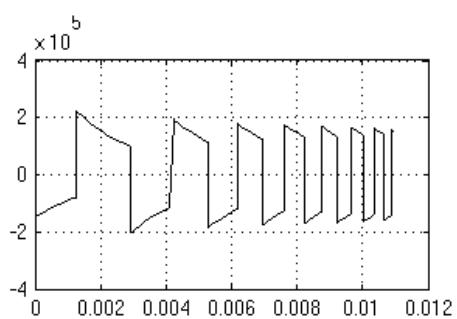
Перемещение



Скорость



Ускорение



Давление

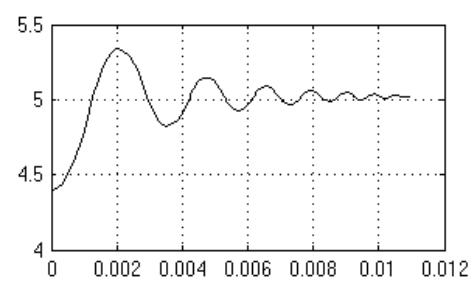


Рисунок 1 – Переходные процессы при работе клапана и учете сил вязкого и сухого трения.

Были проведены исследования адекватности модели клапана без учета сил вязкого и сухого трения.

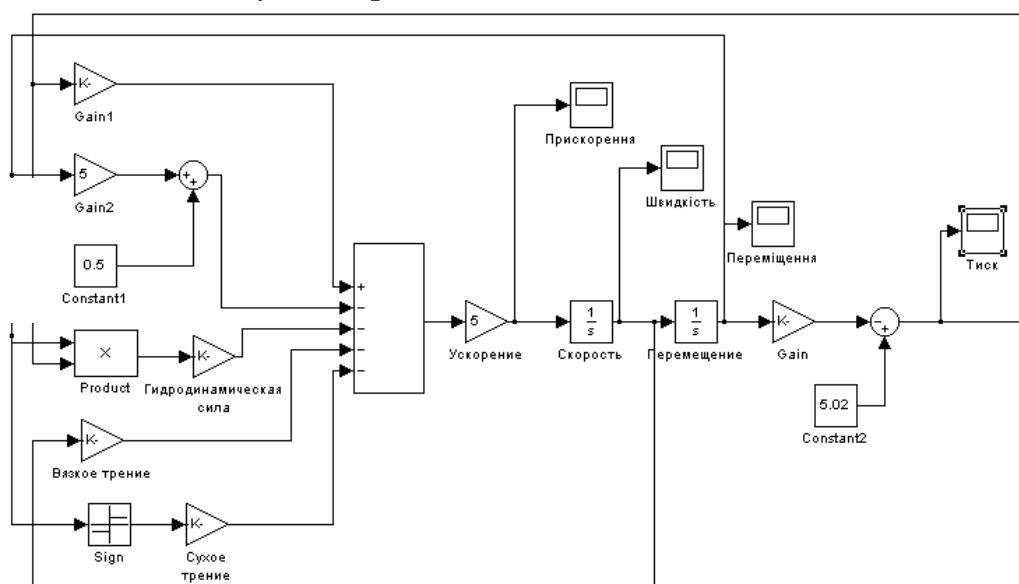


Рисунок 2 – Математическая модель клапана.

Если пренебречь силами трения (как это сделано в [1]), то из уравнения (2) можно получить в операторной форме выражение для перемещения клапана в следующем виде:

$$h(s) = \frac{-\pi d_{kl}^2 (p_h - p_3) - 4C_{kl}h_o}{4s(m_{kl}s^2 + 2\mu^2\pi d_{kl}(p_h - p_{cl}) + C_{kl})},$$

где s – оператор дифференцирования. При этом в знаменателе получится пара чисто мнимых корней, что говорит о незатухающих колебаниях в системе. Это очевидно и из физических соображений, т.к. при пренебрежении силами трения в системе отсутствует диссипация энергии. На рис.3 приведены переходные процессы без учета силы трения.

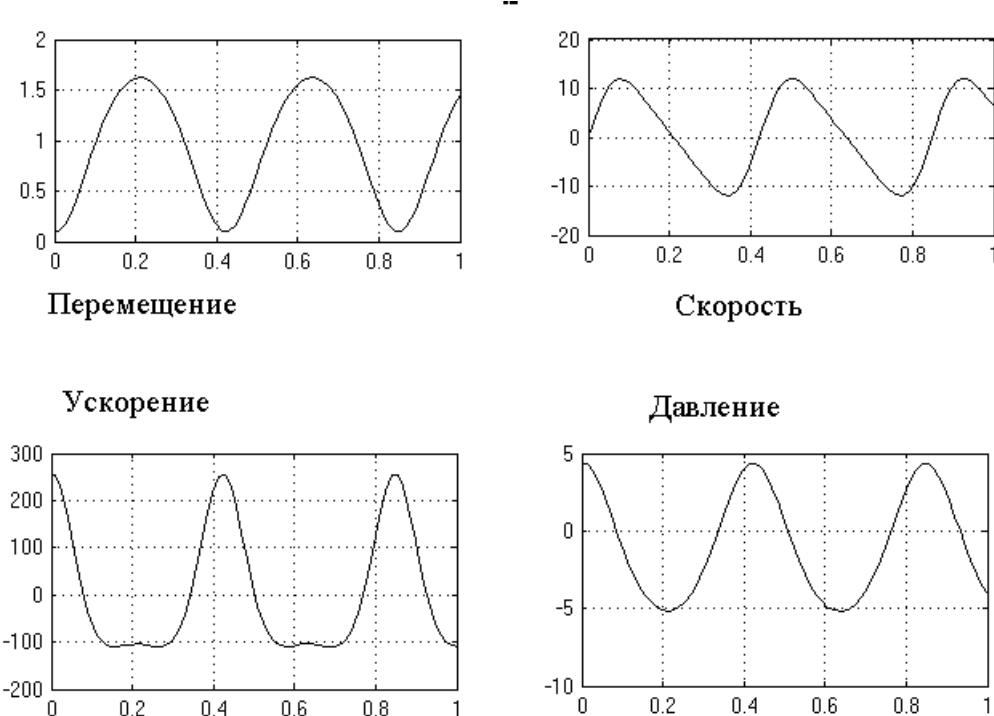


Рисунок 3 – Переходные процессы при пренебрежении силами трения

Исследовалась также правомерность неучета силы сухого трения, представляющей собой существенную нелинейность. При этом из уравнения (2) получено в операторной форме выражение для перемещения

$$h(s) = \frac{-\pi d_{kl}^2 (p_n - p_3) - 4C_{kl}h_0}{4s(m_{kl}s^2 + \beta_{kl}s + 2\mu^2 \pi d_{kl}(p_n - p_{cl}) + C_{kl})},$$

отличающееся от предыдущего только слагаемым $\beta_{kl}s$ в знаменателе. Характер переходных процессов зависит от корней квадратного уравнения в знаменателе.

При отрицательном дискриминанте корни будут комплексно сопряженными, и переходный процесс будет представлять собой затухающие колебания. Оценим эти корни. Для получения колебательности необходимо выполнить следующее условие:

$$p_n > \frac{\beta_{kl}^2 - 4m_{kl}C_{kl}}{8m_{kl}\mu_{kl}^2\pi d_{kl}},$$

что при наших параметрах клапана составит 1988 МПа, получить же такое давление в насосе нам не представляется возможным. Следовательно, при учете лишь вязкого трения модель также неадекватна, так как процесс получается апериодическим. На рис. 4 приведены графики этих процессов.

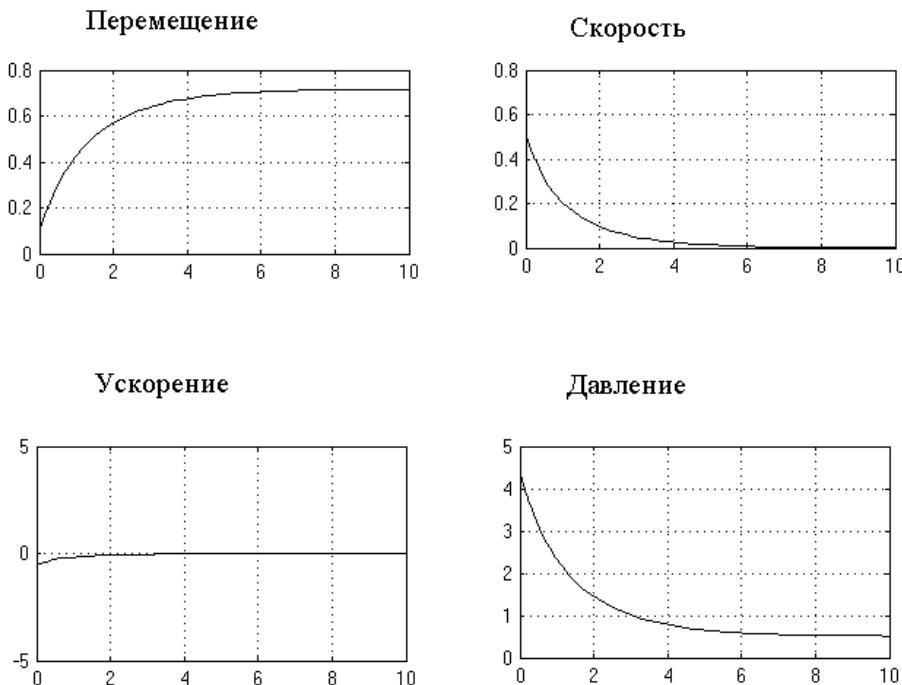


Рисунок 4 – Переходные процессы при учете только вязкого трения.

Выводы

Как показало математическое моделирование, роль диссипативных сил при формировании колебательных процессов в гидромашинах и их элементах чрезвычайно велика, и их неучет приводит к неадекватности математической модели клапана. Причем необходимо принимать во внимание как вязкое трение, так и сухое, представляющее собой существенную нелинейность. Принимая во внимание, что интенсивность процесса гидросбива повышается при его пульсирующем характере, необходимо так подбирать значения жесткости пружины и сил трения, чтобы обеспечить максимальную амплитуду колебаний давления воды с частотой, близкой к собственной частоте колебаний окалины, при которых будет происходить максимальное разрушение окалины, а само гидравлическое оборудование будет работать в безаварийном режиме.

В статье рассматриваются вопросы динамики нагнетательного клапана при учете вязкого и сухого трения, представляющего собой существенную нелинейность.

In the article the questions of dynamics of forcing valve at the account of viscous and dry friction being substantial nonlinear are presented.

Библиографический список

1. Башта Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы/ Т.М.Башта, С.С.Руднев, Б.Б.Некрасов и др. – 2-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1982.
2. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. Учеб. Для машиностроительных вузов. – М.: Машиностроение, 1976. – 424 с.
3. Прокофьев В.Н. Динамика гидропривода. – М.: Машиностроение, 1972. – 292 с.