

УДК 62-822

Гусенцова Я.А., доктор технических наук, профессор, профессор кафедры пожарной безопасности Луганского государственного университета имени Владимира Даля, г. Луганск

Павленко А.Т., кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедры техносферной безопасности Луганского государственного университета имени Владимира Даля, г. Луганск

Максюк И.К., кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры техносферной безопасности Луганского государственного университета имени Владимира Даля, г. Луганск

Кравцова О.А., старший преподаватель кафедры техносферной безопасности Луганского государственного университета имени Владимира Даля, г. Луганск, rabotagz388@gmail.com

ДИНАМИКА ЛИНИЙ СВЯЗИ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА

Аннотация. В статье рассмотрены две простые системы, состоящие из: 1 - сервоклапаном с гидравлической линией, подключенной к его выходному каналу, и 2- сервоклапан с гидравлической линией связи, нагруженной на дроссель. Теоретические исследования и экспериментальные данные показывают, что, используя значение среднего коэффициента трения вместо распределенного значения для расчета динамических характеристик не приводит к существенной ошибке в случае гидравлических приводов.

Ключевые слова: сервоклапан, гидравлическая линия связи, коэффициент трения, динамические характеристики, ошибка расчета

Работа в условиях экстремально высоких температур, выделения отравляющих веществ в результате воспламенения различных материалов, угроза прямой жизни пожарного в результате возможного возникновения взрыва при возгорании объектов, где хранятся или используются взрыво- и горючеопасные вещества стала основой для поиска других способов тушения пожаров.

Одним из вариантов стало применение роботизированных комплексов и пожарных роботов, которые осуществляли бы дистанционно управляемое тушение огня, ликвидировали [пожары](#).

Для реализации необходимых движений робот оснащается приводами, предназначенными для преобразования подводимой энергии в энергию движения исполнительных звеньев манипуляционной системы и устройств передвижения. По виду энергоносителя различают привода: пневматический, гидравлический, электрический и их комбинации.

Гидравлический привод обладает рядом преимуществ по сравнению с перечисленными, среди которых:

1. Небольшие габариты и масса. Время разгона, благодаря меньшему моменту инерции вращающихся частей не превышает долей секунды в отличие от электродвигателей, у которых время разгона может составлять несколько секунд.
2. Бесступенчатое регулирование скорости движения выходного звена гидропередачи и обеспечение малых устойчивых скоростей. Минимальная угловая скорость вращения вала гидромотора может составлять 2...3 об/мин.
3. Большое быстродействие и наибольшая механическая и скоростная жесткость. Механическая жесткость - величина относительного позиционного изменения положения выходного звена под воздействием изменяющейся внешней нагрузки. Скоростная жесткость - относительное изменение скорости выходного звена при изменении приложенной к нему нагрузки.
4. Частое реверсирование движения выходного звена гидропередачи. Например, частота реверсирования вала гидромотора может быть доведена до 500, а штока поршня гидроцилиндра даже до 1000 реверсов в минуту. В этом отношении гидропривод уступает лишь пневматическим инструментам, у которых число реверсов может достигать 1500 реверсов в минуту.
5. Автоматическая защита гидросистем от вредного воздействия перегрузок благодаря наличию предохранительных клапанов.
6. Хорошие условия смазки трущихся деталей и элементов гидроаппаратов, что обеспечивает их надежность и долговечность. Так, например, при правильной эксплуатации насосов и гидромоторов срок их службы доведен в настоящее время до 5...10 тыс. ч работы под нагрузкой. Гидроаппаратура может не ремонтироваться в течение долгого времени (до 10...15 лет).

7. Простота преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное и возвратно-поворотные без применения каких-либо механических передач, подверженных износу. Говоря о преимуществах гидропривода, следует отметить простоту автоматизации работы гидрофицированных механизмов, возможность автоматического изменения их режимов работы по заданной программе.

Гидроприводу присущи и недостатки, которые ограничивают его применение. Основные из них: изменение вязкости применяемых жидкостей от температуры, что приводит к изменению рабочих характеристик гидропривода и создает дополнительные трудности при эксплуатации гидроприводов (особенно при отрицательных температурах); утечки жидкости из гидросистем, которые снижают КПД привода, вызывают неравномерность движения выходного звена гидропередачи, затрудняют достижение устойчивой скорости движения рабочего органа при малых скоростях; использование силиконовых масел для обеспечения пожаробезопасности, что важно при использовании приводов в пожарных роботах.

Понятно, что область применения силиконовых масел не ограничивается гидравлическими приводами, она определяется совокупностью их физических и химических свойств.

Благодаря высокой текучести они хорошо проникают в узкие зазоры и эффективны при обслуживании цепных передач. Масла на основе силикона используются для восстановления эластичности и предотвращения старения резиновых уплотнений.

В нефтегазовой промышленности силиконовые жидкости применяются в качестве пеногасителей, а также рабочих средств для гидрокомпенсаторов приборов исследования скважин.

В автомобилях силиконовые масла устраняют скрипы, вытесняют влагу, защищают металлические детали от коррозии, предупреждают примерзание и высыхание резиновых уплотнителей

Отметим, что большинство этих недостатков устраняются соответствующими конструктивными решениями, или оптимизацией характеристик с использованием математического моделирования.

Гидравлические трубопроводы являются одним из неотъемлемых элементов гидравлического привода, поэтому их статические и динамические характеристики в ряде случаев существенно зависят от характеристик гидравлических линий. В установившихся режимах перепад давлений на участке трубопровода определяется в зависимости от режима течений жидкости, шероховатости, наличия местных гидравлических сопротивлений. Методика определения потерь давления хорошо отработана и апробирована практикой [1].

При исследовании динамических характеристик к учету гидравлического сопротивления при турбулентном режиме течения жидкости существуют два подхода. В первом из них принимаются усредненные значения коэффициента гидравлического трения. Этот подход получил распространение в гидромеханике в результате вероятностного усреднения гидродинамических величин. После усреднения коэффициент гидравлического трения (и коэффициенты местных гидравлических сопротивлений) принимают постоянными во времени.

Однако экспериментальные работы [2, 4] показали, что при ускорении и замедлении потока жидкости касательные напряжения и коэффициент гидравлического сопротивления отличаются от стационарного.

Поскольку единое представление характеристик нестационарного турбулентного потока еще не сформировано, что объясняется сложностью этих процессов, учет нестационарности выполняется введением дополнительных коэффициентов, зависящих от величины и характера ускорения [3, 5]. В представленной работе выполнена оценка погрешности, вносимой постоянным усредненным значением коэффициента трения в динамические характеристики трубопроводов силового гидравлического привода.

Основным методом исследования в представленной работе является математическое моделирование [5]. Гидравлическая линия представлена системой дифференциальных уравнений в частных производных (1).

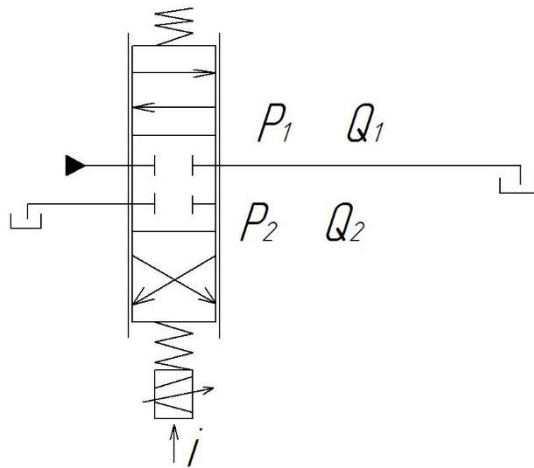


Рис.1. Схема гидравлической линии без нагрузки

$$\begin{cases} \frac{\delta^2 p}{\delta x^2} = ZYp, \\ \frac{\delta^2 Q}{\delta x^2} = ZYQ. \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{bmatrix} \delta P_2 \\ \delta Q_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cosh \Gamma l & -Z_C \sinh \Gamma l \\ -\frac{\sinh \Gamma l}{Z_C} & \cosh \Gamma l \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta P_1 \\ \delta Q_1 \end{bmatrix}. \quad (2)$$

В этих выражениях:

l - длина линии;

Z_C, Y - импеданс и проводимость единицы длины трубопровода;

$\Gamma = \sqrt{Z_C Y}$ - коэффициент усиления и сопротивление электрогидравлического усилителя (ЭГУ).

Частотная характеристика может быть получена из передаточной функции

$$\frac{\delta(P_1 - P_2)(s)}{2 R_V k_i \delta i(s)} = \frac{\frac{Z_C}{R_V} \left[\cosh \Gamma l + \frac{Z_C}{R_V} \sinh \Gamma l - 1 \right]}{\left[\frac{2 Z_C}{R_V} \cosh \Gamma l + \left(1 + \frac{Z_C^2}{R_C^2} \right) \sinh \Gamma l \right]} \quad (3)$$

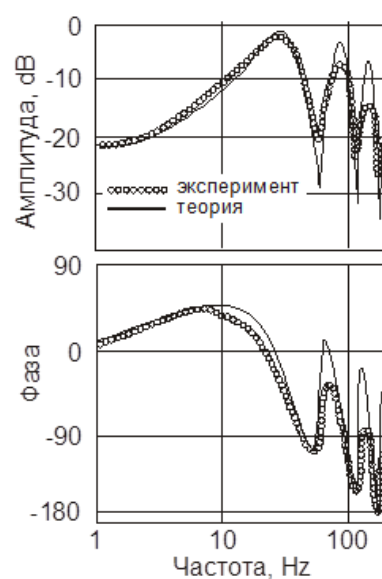


Рис. 2. Частотные характеристики гидравлической линии без нагрузки

Во второй схеме ЭГУ нагружен линией, на конце которой установлено активное гидравлическое сопротивление (рис. 3). В этом случае передаточная функция имеет вид (4)

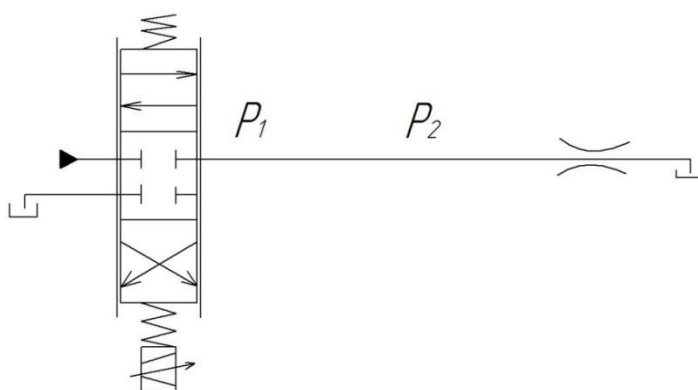


Рис. 3. Схема гидравлической линии при нагрузке на дроссель

$$\frac{P_2(S)}{P_1(S)} = \frac{1}{\cosh \tilde{A}l + \frac{Z_c}{R_L} \sinh \tilde{A}l}. \quad (4)$$

Сравнение результатов эксперимента и расчета приведено на рис. 4.

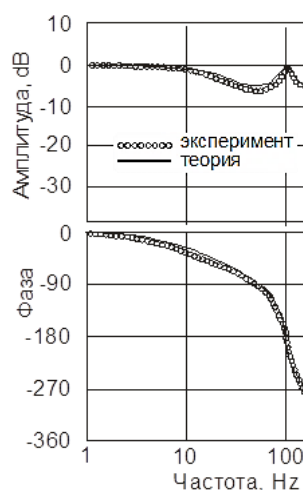


Рис 4. Частотные характеристики гидравлической линии, нагруженной на дроссель

Передаточная функция (4) не учитывает динамику самого электрогидравлического усилителя. Если изучаются характеристики всей системы (с учетом ЭГУ) выражение необходимо умножить на передаточную функцию усилителя.

Экспериментальная проверка выполнена на экспериментальной установке кафедры «Гирогазодинамика» Луганского государственного университета им. В. Даля, содержащей ЭГУ MOOG-72-101, соединенного с трубопроводом диаметром 7 мм и длиной 22 мм.

Проведенные на математической модели динамических характеристик гидравлической линии расчеты и экспериментальные данные, приведенные в литературе, показали, что для трубопроводов силового гидравлического привода использование осредненного значения коэффициента гидравлического трения не приводит к существенным погрешностям при расчете их динамических характеристик в рабочем частотном диапазоне.

Список использованных источников

1. Гидравлика, гидравлические, пневматические машины и системы приводов / А.А. Коваленко, Я.А. Гусенцова, Н.Д. Андрийчук и [др.]. – Луганск: изд-во ЛНУ им. В. Даля, 2017. - 582 с.
2. Лямбоси П. Вынужденные колебания несжимаемой вязкой жидкости в жесткой горизонтальной трубе. – В кн. Механика. М.: 1953, №3, С. 66 - 67.

3. Недопекин Ф.В. Основы механики сплошных сред / Ф.В. Недопекин, А.А. Коваленко, Я.А. Гусенцова, В.И. Соколов и [др.]. – Луганск: изд-во ВНУ им. В. Даля, 2010. – 277 с.
4. Попов Д.Н. Нестационарные гидромеханические процессы / Д.Н. Попов. – М.: Машиностроение, 1982. – 240 с.
5. Watson. Fluid Power Systems. Modeling, Simulation, Analog and Microcomputer Control. Prentice Hall, New York 1985, pp. 244-283.

Gusentsova Yana – Doctor of Technical Sciences, professor, Professor of the Department of Fire Safety Institute of Civil Protection of the Lugansk National University named after Vladimir Dahl.

Scientific interests: mathematical simulation of hydrodynamic processes in hydraulic drives for various purposes, modeling and calculation of ventilation systems for industrial plants and buildings, the regulation of processes of heat and mass exchange.

Pavlenko Alexander - Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Department of Technosphere Safety Institute of Civil Protection of the Lugansk State University named after Vladimir Dahl

Scientific interests: technosphere safety, fire safety, fire fighting equipment, hydraulic machines, automation.

Maksyuk Inna - Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Department of Technosphere Safety Institute of Civil Protection of the Lugansk State University named after Vladimir Dahl

Scientific interests: ecology, technosphere safety, engineering protection of territories.

Kravtsova Olga, senior lecturer of the Department of Technosphere Safety Institute of Civil Protection of the Lugansk State University named after Vladimir Dahl

Scientific interests: ecology, technosphere safety, engineering protection of territories.

DYNAMICS OF HYDRAULIC DRIVE LINES

Abstract. This paper deals with two simple systems consisting of: 1 – a servovalve with transmission lines connected to its output ports, and 2– a servovalve with transmission lines which is terminated by an orifice. Theoretical investigations and experimental data show that using the value of average friction coefficient instead of its distributed meaning for calculation of dynamic characteristics does not produce essential error in case of hydraulic drives.

Keywords: servovalve, hydraulic transmission lines, friction coefficient, dynamic performance, error calculation