

**ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ
ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ КОВШЕВЫХ
ПОГРУЗЧИКОВ**

**RESEARCH OF THE DYNAMICS OF HYDRAULIC BRAKE SYSTEMS OF
WHEEL LOADERS**

Лебедев Е.П., Сафонов А.И., Лебедева Г.И.

Белорусский Национальный Технический Университет

г. Минск, Беларусь

DOI: 10.12737/14473

Аннотация: Данная исследовательская работа направлена на изучение динамики различных типов тормозных систем ковшевых погрузчиков.

Summary: Current research is devoted to analyzing dynamic of different types of breaking systems of wheel loaders.

Ключевые слова: динамика, тормозная система, ковшевой погрузчик.

Keywords: dynamics, breake system, wheel loader.

По данным исследовательской компании Power Systems Research (Бельгия) колёсные фронтальные погрузчики занимают второе место по объёмам продаж после одноковшовых экскаваторов. Согласно этим данным среднегодовая потребность в колёсных погрузчиках составляет 15-18 тыс. ед.

Широкое распространение одноковшовые колесные погрузчики получили благодаря их универсальности.

В качестве объектов исследования были выбраны ведущие фирмы таких стран, как США, Япония, Китай, Германия, Великобритания, Польша, Италия и т.д. Были рассмотрены такие компании, как: Caterpillar, Komatsu, Hitachi, Terex, JCB, Mitsuber, XCMG, Liugong и др.

Установлено, что наибольшее распространение имеют погрузчики малой и средней мощности.

Около 18% предлагаемых моделей погрузчиков приходится на США.

Важное место занимает Япония. Следующим по объёмам представляемых моделей является Китай.

Наиболее распространёнными являются погрузчики грузоподъёмностью 5...10 тонн. На втором месте находятся модели погрузчиков грузоподъёмностью 3...5 тонн.

Погрузчики большей грузоподъёмности являются узко специализированными и не нуждаются в широком спектре модельного ряда. Наиболее распространённая грузоподъёмность малых колёсных погрузчиков – 3...5 тонны. Колёсные погрузчики средней мощности чаще выпускаются с грузоподъёмностью в диапазоне 5...10 тонн.

В настоящее время в Беларуси можно отметить значительное увеличение модельного ряда автопогрузчиков. Делается большой акцент на производство автопогрузчиков грузоподъёмностью 3-5 и 5-10 тонн. Также БелАЗом производится увеличение модельного ряда высокомошных погрузчиков с грузоподъёмностью 10-15 тонн.

Важное место при проектировании тормозной системы ковшевого погрузчика занимает динамический расчёт данной системы. Динамический расчёт позволяет осуществить выбор параметров гидропривода, обеспечивающих заданное быстродействие при минимальном перерегулировании. По результатам расчета выполняется построение характеристик привода. Для получения математической модели составляется расчетная схема, и принимается ряд допущений при переходе от реального привода к расчетной схеме. От вида и количества принятых допущений будет зависеть сложность и адекватность модели.

Исходная принципиальная гидравлическая схема имеет следующий вид:

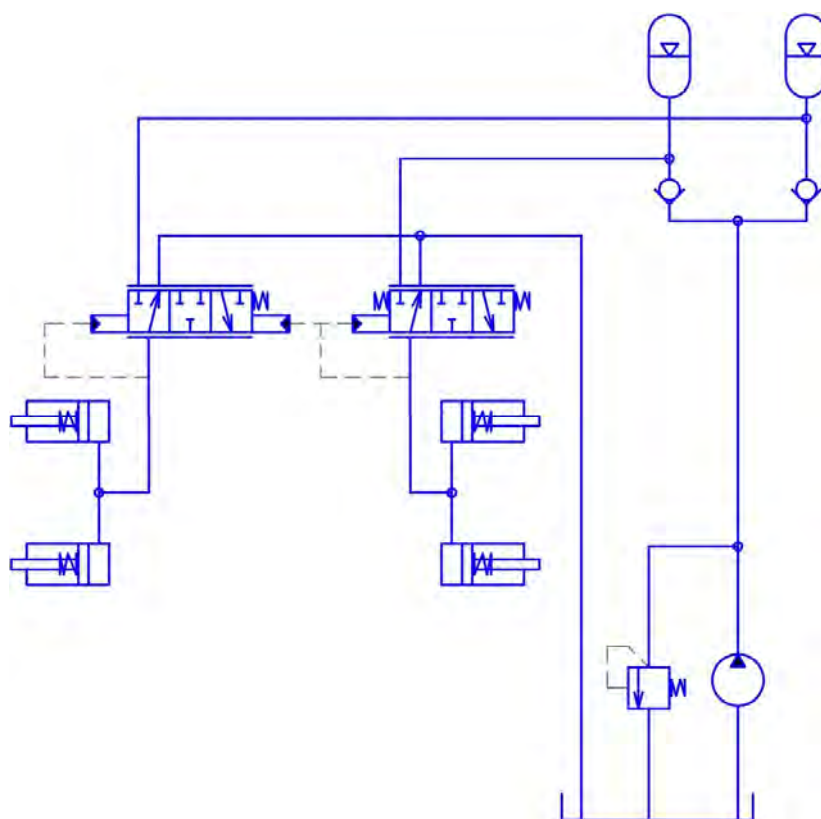


Рисунок 1 - Схема гидравлическая принципиальная

При моделировании работы гидросистема разбивается на контуры и производится моделирование каждого из них. В данном случае наибольший интерес представляет контур работы тормозного цилиндра.

Основные допущения при построении математической модели:

1. Свойства жидкости не изменяются в течение переходного процесса (температура, плотность, вязкость, количество нерастворённого воздуха).
2. Утечки жидкости в системе отсутствуют.
3. Входное воздействие задаём перемещением золотника распределителя $h(t)$ и моделируем как типовую функцию.
4. Трением в гидроцилиндре и сопротивлением слива пренебрегаем.

Заменяем насос, считая, что его подача не зависит от давления и равна Q_{\max} .

Для составления расчётной схемы на принципиальной схеме выделяют характерные точки, узлы (места подсоединения распределителей, дросселей, разветвления, точки, где учитывается сжимаемость жидкости). На расчётной

схеме элементы принципиальной схемы заменяют некоторыми условными элементами:

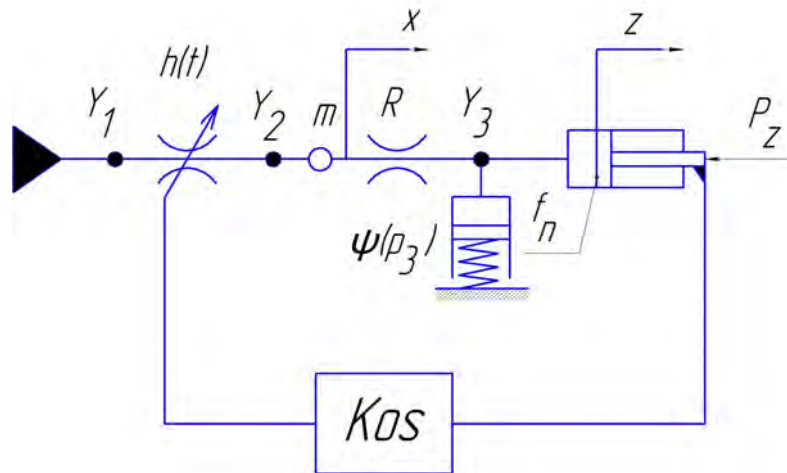


Рисунок 2 – Эквивалентная схема участка трубопровода

На расчётной схеме контура:

Y_1, Y_2, Y_3 – узлы, x – перемещение столба жидкости, z – перемещение штока цилиндра, m – сосредоточенная в трубопроводе масса жидкости, R – эквивалентное сопротивление участка трубопровода, l – длина трубопроводов; s – площадь трубопровода, f_n – площадь поршня, p_{max} – давление, создаваемое насосом, p_z – нагрузка на штоке цилиндра, $\Psi(p_3)$ – коэффициент податливость жидкости.

Рассмотренная динамическая схема описывается системой ОДУ, состоящей из двух уравнений второго и одного первого порядка:

$$m_{\Pi} \cdot \frac{d^2 z}{dt^2} = p_3 \cdot f_{\Pi} - (C_0 + C_1 \cdot z);$$

$$a_1 \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} = p_{max} - p_3 - \left(\frac{a_{10}}{(h(t) - K_{os} \cdot z)^2} + a_2 \right) \cdot \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 \cdot \operatorname{sgn} \frac{dx}{dt} - a_3 \cdot \frac{dx}{dt};$$

$$\frac{dp_3}{dt} = \frac{f \cdot \frac{dx}{dt} - f_{\Pi} \cdot \frac{dz}{dt}}{f \cdot l + f_{\Pi} \cdot (z_0 + z)} (E_a + a_p \cdot p_3)$$

Дальнейший расчёт производился по специально разработанной автором программе. Полученные в результате расчёта зависимости отражают физические процессы, проходящие в контуре тормозного привода ковшевого погрузчика. Рабочий процесс протекает следующим образом:

При начале торможения увеличивается зазор между корпусом тормозного крана и золотником. В это время происходит интенсивный рост

величин нагрузки на шток тормозного цилиндра, давления в безштоковой полости цилиндра, скорости потока жидкости в контуре и скорости перемещения штока тормозного цилиндра.

Процессы изменения нагрузки на шток гидроцилиндра и увеличения давления в безштоковой полости цилиндра имеют монотонно возрастающий характер. Процессы изменения скорости потока жидкости в контуре и изменения скорости выдвижения штока гидроцилиндра имеют апериодический характер.

После 0,1 секунды протекания рабочего процесса ввиду наличия у распределителя обратной связи зазор между корпусом и золотником плавно уменьшается. Это сопровождается уменьшением интенсивности нарастания давления в контуре и нагрузки на шток тормозного цилиндра. Происходит плавное снижение скорости потока жидкости в контуре и скорости выдвижения штока тормозного цилиндра.

При достижении максимального давления в контуре гидросистемы тормозного привода величина перемещения штока цилиндра достигает максимального значения. Скорости потока жидкости и перемещения штока гидроцилиндра падают до нуля.

Таким образом составленная математическая модель достаточно точно описывает процессы, проходящие в исследуемом контуре. Все графики согласуются между собой и не противоречат физическим законам.

Список литературы

1. Автушко В.П. Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод мобильных машин. Теория систем автоматического управления / В.П. Автушко [и др.]; под общей редакцией Н.В. Богдана и Н.Ф. Метлюка. - Минск.: НП ООО "ПИОН", 2001. - 396с.

2. Амосов А.А. Вычислительные методы для инженеров / А.А. Амосов, Ю.А. Дубинский, Н.В. Копченова – Москва: Гелиос, 1994-367с.

3. Обзор рынка наземных и шахтных фронтальных погрузчиков в России. - Москва: ИНФОЛАЙН, 2014. - 16с.