

Ордена Ленина
Институт прикладной математики
имени М.В.Келдыша
Российской академии наук

Г.К.Боровин, А.В.Костюк

Математические модели гидравлического привода
с LS-управлением шагающей машины

Москва, 2000

Аннотация

Рассмотрены варианты схем гидросистем шагающей машины (ШМ), в которых используются насосы переменной производительности с LS-управлением. Для рассмотренных схем гидросистем приведены математические модели, описывающие процессы протекающие в гидросистемах.

Ключевые слова и фразы: шагающая машина, гидравлическая система, математическая модель.

Abstract

The variants of the schemes of hydrosystems for the walking machine are considered, in which the pumps of variable productivity with load sensing control are used. For the considered schemes the mathematical models circumscribing processes flowing past in them are indicated.

Key words and phrases: walking machine, hydraulic system, mathematical model.

Работа выполнена при поддержке РФФИ (Гранты 00-15-96660, 98-01-00939)

Содержание

Введение	3
1. Анализ основных типов гидросхем ШМ	4
2. Математические модели гидропривода одной степени свободы ноги ШМ при использовании насоса с LS-управлением	11
Литература	18

Введение

При создании гидравлической шагающей машины (ШМ) одной из главных задач, требующей своего решения, является выбор (проектирование) гидравлической системы. Это можно объяснить многими причинами и в частности энергетикой ШМ. Система управления (СУ) ШМ должна обеспечивать согласованное движение каждой из степеней подвижности ноги путем одновременного управления сервоприводами в шарнирах ног в зависимости от положения машины на местности, показаний датчиков информации, управляющих сигналов от водителя или верхних уровней СУ автоматической ШМ, а также характеристик опорной поверхности.. При этом должна учитываться специфика работы гидропривода при использовании его на автономной ШМ, а именно: жесткие массогабаритные ограничения; высокое быстродействие; ограниченная мощность приводного двигателя.

В работе рассмотрены несколько схем гидроприводов с объёмно-дроссельным регулированием, предназначенных для применения в системе управления ШМ. Дано описание рассматриваемых схем гидроприводов, приведены математические модели, описывающие процессы, протекающие в них.

Были рассмотрены варианты схем гидросистем, в которых используются насосы переменной производительности с LS-управлением (load sensing control). В качестве возможных вариантов были рассмотрены гидросхемы с одним насосом, работающем на все гидроцилиндры, с двумя насосами, каждый из которых работает на гидроцилиндры ног, составляющих одну «трешку» и схема с шестью насосами, по одному насосу на каждую ногу.

Математические модели гидравлического привода были составлены для шестиногой ШМ, имеющей следующие характеристики: полная масса 10000 кг, длина 7.5 м, ширина 3.6 м, высота 3.8 м., высота преодолеваемых препятствий до 1.5 м, максимальная скорость 0.6 м/с [1]. Расчетные нагрузки и скорости в степенях подвижности ноги при движении ШМ «трешками» приведены на рис.1 [1]. Схема ноги ШМ приведена на рис. 2 [1].

1. Анализ основных типов гидросхем ШМ

В качестве возможных вариантов гидросхем для применения на шестиногой ШМ рассмотрим основные типы гидроприводов, применяемых в машиностроении:

- Гидроприводы с дроссельным регулированием.
- Гидроприводы с объёмным регулированием.
- Гидроприводы с объёмно-дроссельным регулированием.

Гидроприводы с дроссельным регулированием здесь не будем рассматривать из-за их низкого к.п.д. Проект машины, для которой проводился анализ гидросхем, имеет 18 степеней свободы, каждая из которых управляется гидроцилиндром [1]. Так как скорости движения и нагрузки на каждую степень свободы в общем случае различны, то скорость каждого гидроцилиндра должна будет регулироваться при помощи электрогидравлического усилителя с дроссельным управлением. По оценкам [1] это приводит к большим потерям мощности, неудовлетворительному тепловому режиму, и, следовательно, к необходимости использовать приводной двигатель значительно большей мощности (500-600 кВт), чем мощность полезной нагрузки.

Гидроприводы с объёмным регулированием наряду с преимуществами, присущими этому типу, основным из которых является высокий к.п.д., при использовании их на шестиногой ШМ, имеют некоторые недостатки. Так как в приводе с объёмным регулированием изменение подачи производится путем изменения рабочего объёма насоса, то для управления скоростью одного гидроцилиндра необходимо использовать один регулируемый насос, т.е. для 18 независимых гидроцилиндров 18 регулируемых насосов. Это приводит к усложнению гидропривода, ухудшению массогабаритных характеристик конструкции ШМ. Быстродействие гидропривода с объёмным регулированием определяется временем, необходимым для изменения подачи насоса, которое может составить до нескольких десятых долей секунды. Кроме того, регулируемые машины более дороги и менее долговечны по сравнению с нерегулируемыми. Тем не менее схема гидропривода с объёмным регулированием была применена на шестиногой шагающей машине ASV [3].

Уменьшение потерь и одновременно высокое быстродействие можно получить в гидроприводах с объёмно-дроссельным регулированием. В них регулируемые гидромашины применяются вместе с аппаратами, регулирующими расход рабочей жидкости.

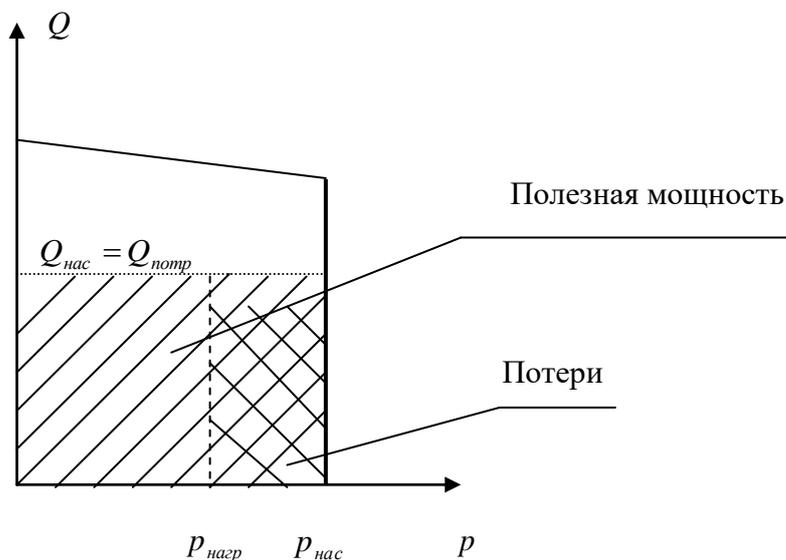
В настоящее время в связи с увеличением энергонасыщения современных машин, большим количеством исполнительных механизмов (сельскохозяйственные, дорожно-строительные машины и т.д.) существует

необходимость в насосных установках, способных работать на несколько потребителей. В таких случаях используются следующие типы насосов:

5

а) Насосы, работающие при постоянном давлении.

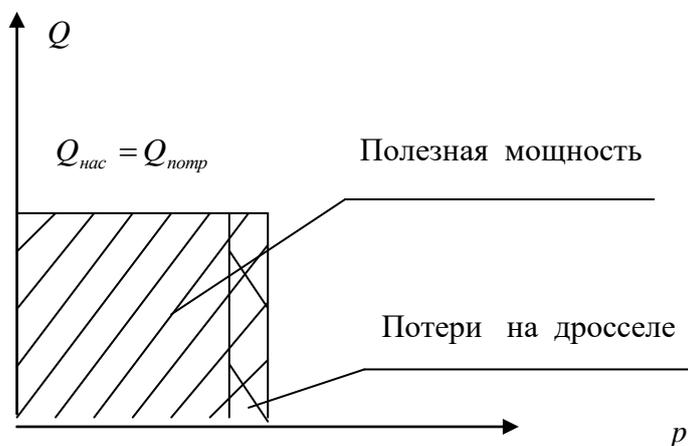
Их рабочая характеристика имеет вид:



Этот тип насосов обеспечивает подачу рабочей жидкости равную расходу потребителя. При этом давление нагнетания остаётся постоянным и определяется усилием пружины регулятора.

б) Насосы с LS-управлением (Load sensing - чувствительный к нагрузке) (рис.3).

Основной принцип LS-управления заключается в том, что угол наклона шайбы насоса и, следовательно, его производительность регулируются в зависимости от перепада давления на регулируемом дросселе (дросселирующем распределителе). Рабочая характеристика таких насосов, имеет вид:



Устройство и принцип работы LS-регулятора

Регулятор подачи насоса состоит (рис.3) из распределителя РЗ, двух гидроцилиндров управления ЦУ1, ЦУ2, пружины П, дросселя ДР. На левый торец золотника распределителя РЗ действует давление из линии нагнетания насоса, а на правый - давление в полости силового гидроцилиндра ЦС. Разность этих давлений равна перепаду давления на регулируемом дросселе РДР $\Delta p_{др}$. На правый торец золотника, кроме того, действует усилие от пружины. Если сила, возникающая под действием перепада давления на регулируемом дросселе, $\Delta p_{др} = p_n - p_{цвл}$ меньше силы предварительного поджатия пружины золотника распределителя РЗ, то золотник находится в крайнем левом положении. При этом он соединяет полость ЦУ2 со сливом. Под действием пружины П и давления в линии нагнетания насоса, действующего на поршень ЦУ1, шайба насоса отклонена на максимальный угол, обеспечивая максимальную подачу насоса.

Если необходимо уменьшить скорость исполнительного гидроцилиндра, то уменьшают площадь проходного сечения регулируемого дросселя. При этом начнет увеличиваться давление насоса, и следовательно, перепад давления на дросселе РДР $\Delta p_{др} = p_n - p_{цвл}$. Как только сила, вызванная этим перепадом давления, превысит силу предварительного поджатия пружины, золотник распределителя РЗ начнет двигаться вправо постепенно соединяя линию нагнетания насоса с полостью гидроцилиндра управления ЦУ2. Под действием давления, поршень гидроцилиндра ЦУ2 начнет двигаться, преодолевая усилие пружины П и силы давления в ЦУ1. По мере выдвижения штока гидроцилиндра ЦУ2 угол наклона шайбы начнет уменьшаться, снижая при этом подачу насоса, а, следовательно, и перепад давления на дросселе РДР. Из-за уменьшения величины $\Delta p_{др}$ пружина золотника распределителя РЗ начнет возвращать его в исходное положение, перекрывая канал, соединяющий линию нагнетания насоса и гидроцилиндра ЦУ2. Когда силы, действующие на золотник, уравниваются друг друга, движение прекратится и он займет положение, при котором небольшое количество жидкости будет проходить через его щель из линии нагнетания насоса через дроссель ДР в полость гидроцилиндра ЦУ2 и далее через канал в поршне на слив, поддерживая тем самым давление, необходимое для

удержания шайбы насоса в промежуточном равновесном состоянии. Подача насоса при этом будет соответствовать расходу, необходимому для обеспечения заданной скорости исполнительного гидроцилиндра и будет равна пропускной способности дросселя РДР.

Если необходимо увеличить скорость движения гидроцилиндра, то увеличивают проходное сечение дросселя РДР. При этом перепад давления на нем уменьшается и золотник распределителя РЗ смещается вправо, открывая

7

канал, соединяющий гидроцилиндр ЦУ2 со сливом. Под действием пружины и силы давления в гидроцилиндре ЦУ1 шайба насоса начнет отклоняться в сторону увеличения угла наклона, увеличивая при этом подачу. Перепад давления, при котором начинает двигаться золотник распределителя РЗ, выбирается обычно в пределах 1.4-2.5 МПа и регулируется путем настройки силы предварительного поджатия пружины.

Максимальная подача выбирается таким образом, чтобы обеспечить наибольшую требуемую скорость движения выходного звена гидродвигателя при максимальном проходном сечении дросселя. Направляющий распределитель Р служит для реверса силового гидроцилиндра. Клапан «ИЛИ» необходим для определения большего давления в силовом гидроцилиндре СЦ, которое служит для управления LS-золотника распределителя РЗ.

Таким образом, как видно из приведенных выше рассуждений, насосы с LS-регулированием обеспечивают достаточно высокий к.п.д привода. Это можно объяснить тем, что они производят подачу рабочей жидкости равную потребностям гидродвигателя, а давление, развиваемое насосом, равно давлению нагрузки в силовом цилиндре за вычетом потерь на регулируемом дросселе, которые сравнительно невелики (1.4-2.5 МПа).

На рис.4 показана принципиальная схема насоса, в котором кроме LS-регулирования используется также ограничитель давления ОГД, выполняющий функции предохранительного клапана. Рабочая характеристика такого насоса при рабочем давлении меньшем чем давление срабатывания ОГД (35.0 МПа) будет соответствовать рабочей характеристике насоса с LS-управлением. Как только давление достигнет величины, равной ~35.0 МПа, золотник ОГД соединит линию нагнетания насоса с ЦУ2 и шайба насоса займет нулевое положение, при котором подача рабочей жидкости будет равняться величине внутренних утечек в насосе.

Одним из вариантов LS-управления являются насосы с ограничителем мощности (рис.5). Они используются для избежания перегрузок и остановок приводного двигателя. Принцип действия ограничителя мощности

заключается в том, чтобы поддерживать мощность, потребляемую насосом на постоянном уровне в независимости от изменения давления.

Таким образом, можно сделать вывод, что наиболее подходящим для применения на шестиногой шагающей машине является гидропривод с объемно-дроссельным регулированием с использованием насоса с LS-управлением и ограничителем давления.

На рис.6 представлена схема использования насоса с LS-управлением и ограничителем давления для управления одноштоковым гидроцилиндром.

8

Регулирующая аппаратура

Для регулирования скорости движения исполнительных гидроцилиндров можно применить:

- дросселирующие гидрораспределители с пропорциональным управлением и электрической обратной связью по положению золотника (рис.7);
- двухкаскадные электрогидравлические усилители с электрической обратной связью по положению золотника.

В связи с тем, что в последнее время в мировой практике имеется тенденция к более широкому применению пропорциональной техники, поэтому мы остановим свой выбор на двухкаскадном распределителе с пропорциональным управлением.

Принцип работы пропорционального распределителя

Пропорциональный распределитель (рис.7) состоит из пилотного золотника ПЗ, основного золотника ОЗ, электромагнита ЭМ и датчиков положения этих золотников ДОС.

Функционирование распределителя с пропорциональным управлением можно описать следующим образом. Рабочая жидкость под давлением поступает по каналам к основному и пилотному золотникам. При отсутствии электрического сигнала на катушках пропорционального магнита пилотный золотник находится в нейтральном положении и расход жидкости в каналах управления отсутствует. При подаче напряжения на катушки электромагнита происходит смещение пилотного золотника. Одна из камер управления основного золотника соединяется с линией высокого давления, а другая со сливом. Под действием возникшего перепада давления происходит смещение золотника в сторону камеры с меньшим давлением. При этом сигнал с датчиков обратной связи вычитается из входного сигнала, тем самым уменьшая входное напряжение на обмотках электромагнита. При

уменьшении напряжения на обмотках электромагнита, пружины пилотного золотника начнут возвращать его в исходное положение, перекрывая тем самым каналы управления основного золотника, что приведет к его остановке. Для возвращения основного золотника в нулевое положение необходимо изменить знак входного напряжения, при котором пилотный золотник сместится в противоположную сторону и в управляющих полостях возникнет перепад давлений, в результате которого основной золотник возвращается к исходному состоянию.

Обратные связи по положению золотников служат для улучшения динамических характеристик распределителя и уменьшения петли гистерезиса.

Исполнительные гидроцилиндры

В качестве исполнительных двигателей в ШМ можно использовать: двухштоковые гидроцилиндры, одноштоковые гидроцилиндры, гидроцилиндры с фальшштоком.

Применение двухштоковых гидроцилиндров усложняет компоновку ноги. Если исходить из соображений компактности ноги, то наиболее приемлемым является вариант с одноштоковым гидроцилиндром. Но этому типу двигателя присущ существенный недостаток, который заключается в необходимости подавать разные объёмы рабочей жидкости при движении гидроцилиндра в противоположных направлениях. Этому недостатка можно избежать, если применить дифференциальную схему подключения гидроцилиндра, которая заключается в том, что при движении в направлении штока обе полости гидроцилиндра соединяются с напорной линией, а при движении в противоположном направлении штоковая полость продолжает соединяться с напорной линией, а поршневая соединяется со сливом (рис.7).

Если выбрать соотношение площадей поршня и штока, как $F_{п}=2F_{шт}$, то в таком случае можно обеспечить равные расходы жидкости при прямом и обратном ходах поршня гидроцилиндра.

На рис.6 представлена принципиальная схема гидропривода с использованием насоса с LS-регулированием, дифференциального гидроцилиндра и пропорционального распределителя.

При смещении распределителя ПР вправо линия нагнетания насоса соединяется с поршневой полостью силового гидроцилиндра ЦС. Под действием давления поршень цилиндра начинает двигаться вправо, при этом рабочая жидкость из штоковой полости не пойдет на слив, так как обратный клапан КО1 не пропустит её, а попадет снова в напорную линию насоса. Так как отношение площадей поршневой и штоковой полостей равно 2/1, то подача насоса будет такой же как и при соединении линии нагнетания со штоковой полостью.

Возможные варианты схем

В качестве возможных схем гидропривода с использованием насосов с LS-управлением рассмотрим следующие варианты:

- Один насос подаёт рабочую жидкость для приводов одной ноги (всего 6 насосов) (рис.8).
- Один насос подает рабочую жидкость ко всем 18 исполнительным гидроцилиндрам (рис.9).
- Так как основным режимом движения машины является походка «трешками», то привода, принадлежащие к одной «трешке», движутся одинаково относительно корпуса и, следовательно имеют

10

близкие по величине нагрузки и скорости. Поэтому можно использовать

один насос для гидроцилиндров, принадлежащих к одной

«трешке». Движение ног разных «трешек» отличаются только

сдвигом по времени на половину периода движения машины

(рис. 10);

- Один насос подаёт рабочую жидкость к гидроцилиндрам одинаковых степеней свободы, принадлежащие к одной «трешке», т.е. к приводам бедер, голеней, поворотов стоек (6 насосов).

Выбор рабочего давления

Так как количество различного гидрооборудования, размещенного на ШМ достаточно велико, то с целью улучшения массогабаритных характеристик следует использовать более высокое рабочее давление. В настоящее время многие фирмы производители оборудования для гидроприводов используют рабочее давление 350 атм. В связи с этим предполагается в качестве рабочего давления в гидроприводе шагающей машины использовать давление в 350 атм.

Рабочие площади гидроцилиндров выбираем с учетом максимальных нагрузок и величины давления, исходя из нагрузок, которые должны будут преодолевать гидропривода каждой степени свободы .

Литература

1. Д.Е.Охоцимский, Е.А.Девянин, А.К.Платонов, Г.К.Боровин, В.М.Буданов, В.В.Лапшин, В.М.Мирный. Основные проблемы и особенности проектирования многоцелевого гидравлического шагающего шасси. Препринт ИПМ РАН №72, 1995г, 28с.
2. G.K.Borovin Computer Simulation of Hydraulic Control System of the Walking Machine. Proceedings 2nd Tampere Intern. Conf. on Machine Automat, ICMA'98, p.p. 179-192.
3. Г.К.Боровин Математическое моделирование гидравлической системы управления шагающей машины. Препринт ИПМ РАН №106, 1995г., 28с.
4. Waldron K.J., Vohnout V.J., Pery A., Mcghee R.B. Configuration design of the adaptive suspension vehicle. International journal of robotics research. 1984, №2.
5. Pugh D.R., Ribble E.A., Vohnout V.J., Bihari T.E., Walliser T.M., Patterson M.R., Waldron K.J. Techical descriphion of the adaptive suspension vehicle. International journal of robotics research, 1990, №2, 24-42.
6. Nair S.S., Singh R., Waldron K.J., Vohnout V.J. Power system of a multi-legged walking robot. Robotics and autonomous systems, 1992, №9, 149-163.
7. Sutherland I.E., Uliner M.C. Footprints in the asphalt. International journal of robotics research, 1984, №2.
8. Боровин Г.К., Костюк А.В. Математическое моделирование систем управления шагающих машин. Тезисы докл. Научно-техн. конф."Гидромашины, гидроприводы и гидропневмо-автоматика", Москва, МГТУ им.Н.Э.Баумана, 1999г., с.с. 8-9