Повышение эффективности гидропривода с замкнутой системой циркуляции

Р Т Емельянов[1], А С Климов[1,2], К С Кравцов[1] И.Б. Оленев[1] и Е С Турышева[1]

[1]Сибирский федеральный университет, пр. Свободный, 82, Красноярск, 660041, Россия

[2]E-mail: Klimovas_2011@mail.ru

Аннотация. При освоении территорий Арктики требуется применение средств механизации, адаптированных к работе в условиях низких температур. Силовым элементом гидрофицированных машин является рабочая жидкость, которая под воздействием окружающего воздуха изменяет вязкостно-температурные свойства. С понижением температуры вязкость увеличивается. Смазывающие способности рабочей жидкости трущихся поверхностей элементов гидропривода ухудшаются. На трущихся поверхностях прочность масляной плёнки при сдвиге снижается, что подвергает её разрыву. Предложена гидравлическая схема гидропривода машины, содержащая дополнильный регулируемый дроссель. При дросселировании рабочей жидкости идет выделение тепловой энергии. Процесс дросселирования рабочей жидкости описан дифференциальными уравнениями. Для моделирования предложенной системы составлена динамическая модель гидропривода замкнутого типа, набранная в среде MATLAB&Simulink. Моделирование гидропривода поволило получить зависимости давления рабочей жидкости на выходе из дросселя по времени. Полученные зависимости путем математического моделирования позволили определить влияние перепада давления на дросселе на скорость течения жидкости, а также зависимости снижения коэффициента расхода жидкости от перепада давления. Применение дроссельного гидропривода с замкнутой системой циркуляции обеспечивает стабильный температурный режим работы.

1. Введение

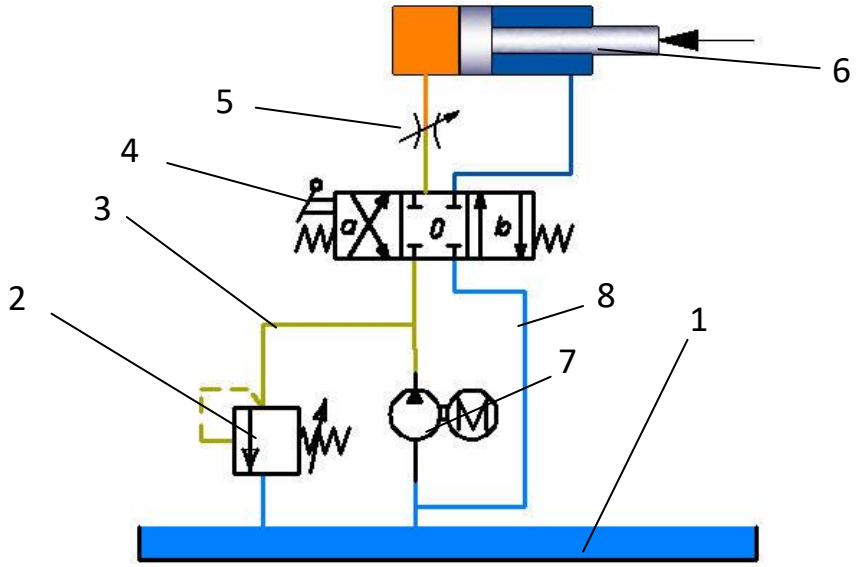
Освоение Северных территорий требует применения средств механизации, адаптированных к работе в условиях низких температур. Силовым элементом гидрофицированных машин является рабочая жидкость. Вязкость рабочей жидкости зависит от температуры наружного воздуха. . С понижением температуры вязкость рабочей жидкости повышается что приводит к увеличению потерь энергии в гидроприводе, что вызывает снижение технико-экономической эффективности использования гидрофицированной машины. Проведенные исследования гидрофицированных машин, работающих в условиях низких температур позволяет отнести рабочий режим к тяжелому []. Изменение состояния гидропривода при низких температурах сказывается на снижении технической производительности машины в частности на уменьшении объемного коэффициента полезного действия (КПД) насоса. Проведенные исследования []показали, что 40% отказов приходится на долю насосов. Все это ведет к потере

работоспособности гидропривода в условиях низких температур. Одним из путей повышения эксплуаиационной надежности гидрофицированных машин для работы машин при температуре ниже -40 ^{0}С требуется дополнительный разогрев рабочей жидкости. При прохождении рабочей жидкости через дроссель изменяются давление и скорость на выходе дросселя. [1, 2]. Это ведет к выделению дополнительной тепловой энергии. Однако обеспечить нагрев рабочей жидкости при большом объеме путем дросселирования не практически не возможно. Такой эффект возможен при применении только замкнутой системы гидропривода. Исследования гидропривода известными методами требуют больших затрат [3, 4]. Поэтому для получения точных результатов использована MATLAB&Simulink [5, 6]. В работе [7] приведены исследования системы гидропривода ноги шагающей машины с применением математического моделирования, математическая модель. Вопросы регулирования температурного состояния рабочей жидкости гидропривода рассмотрены в работах [8 - 11].

Цель работы: исследование гидропривода с замкнутой системой циркуляции рабочей жидкости

2. Методы и материалы

Объектом исследований выбран гидропривод машины с замкнутой системой циркуляции (рисунок 1).



1 - бак с рабочей жидкостью; 2 - предохранительный клапан; 3 - гидролиния; 4 - золотник; 5 - дроссель; 6 - гидроцилиндр; 7 - насос; 8 - всасывающий патрубок гидросистемы

Рисунок 1. Гидропривод машины с замкнутой системой циркуляции

В напорной гидролинии .гидропривода установлен дополнительны регулируемый дроссель. Сливная полость гидропривода соедненена непосредственно со всасывающим парубком. При этом рабочая жидкость циркулирует по малому кругу минуя слив в бак машины. Для защиты насоса от перегрузки предусмотрен предохранительный клапан.

3. Результаты

Исследование гидропривода с доссельным регулированием расхода рабочей жидкости выполнялось с применением математического моделирования. Процесса рециркуляции рабочей жидкости гидропривода описывается дифференциальными уравнениями

$$\mu_{dp} f_{dp} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} (P_{др} - P_{вых}) - Q_{ут} = \frac{\pi \cdot d_T^{\,2}}{4} \cdot \frac{dx_T(t)}{dt} \quad (1)$$

$$(p_{др} - p_{вых}) = \Delta p \quad (2)$$

$$\Delta p = \frac{\xi \cdot u^2 \gamma}{2g} \quad (3)$$

$$f_{dp} = l_{щ} \cdot b(t) \quad (4)$$

где μ_{dp}– коэффициент расхода жидкости через золотник; f_{dp} – площадь проходных сечений золотника; Υ – удельный вес жидкости; g – ускорение свободного падения; $P_{др}$ – давление рабочей жидкости на входе золотника; $P_{вых}$ – давление рабочей жидкости на выходе золотника; Qут - утечки в гидросистеме; d_T – диаметр трубопровода; m_k- масса клапана золотника; x_k - ускорение клапана золотника; $c_{пр}$ - жесткость пружины; x - перемещение клапана золотника; ΔP_{dp} - разность давлений на входе и выходе из золотника; $F_к$ - площадь торца плунжера основного золотника; β - коэффициент диссипации; ζ - коэффициент местного сопротивления; u - скорость движения рабочей жидкости; $l_{щ}$ – длина наиболее узкого места щели; b – ширина щели.

Уравнение 1 описывает баланс расхода рабочей жидкости в золотнике и гидроцилиндре. Уравнение 2 - зависимость перепада давления рабочей жидкости на дросселе. Уравнение 3 описывает зависимость перепада давления от скорости рабочей жидкостикости. Уравнение 4 - зависимость площадь щели золотника в зависимости от длины и ширины щели.

Для моделирования рабочего процесса дроссельного гидропривода принят пакет MATLAB *SIMULINK. Модель регулирования потока рабочей жидкости гидропривода в среде MATLAB&Simulink приведена на рисунке 2.

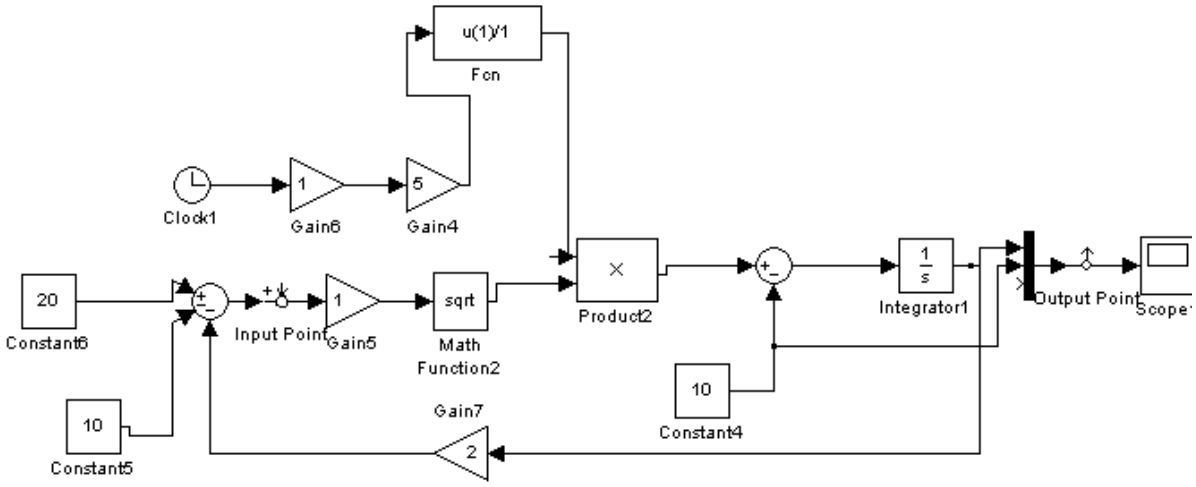


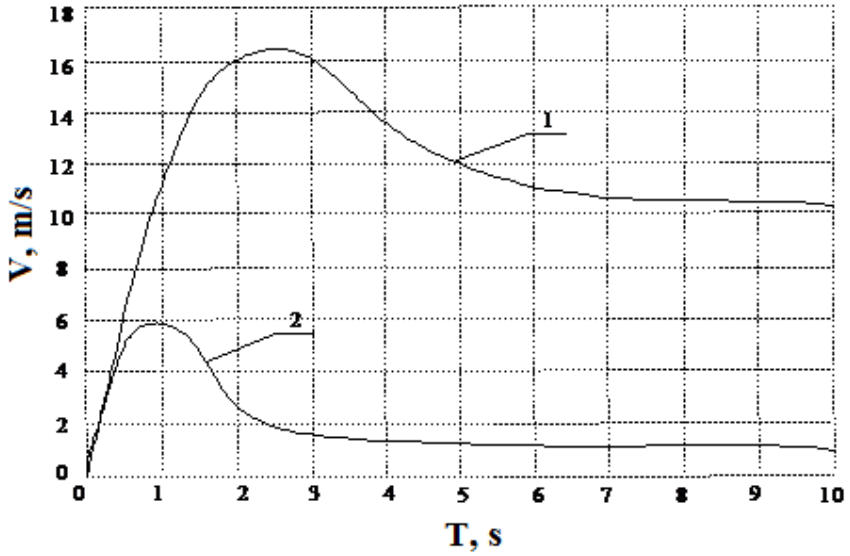
Рисунок 2. Модель регулирования потока рабочей жидкости гидропривода в среде MATLAB&Simulink

Начальные условия:

f_{dp} – площадь проходных сечений золотника, 4e-6; ξ – коэффициент местного сопротивления, 0.6; μ_{dp}– коэффициенты расхода жидкости через золотник, 0.71; Υ – удельный вес жидкости, 900;

В качестве допущений приняты: коэффициенты расходов рабочей жидкости постоянны; перетечки рабочей жидкости в системе гидропривода незначительны; давление в сливной магистрали постоянно.

По результатам математического моделирования построены зависимости скорости течения рабочей жидкости от времени в напорной и сливной магистралях (рисунок 3.) Переходный процесс рециркуляции рабочей жидкости длится 2-3 сек. В пусковой момент наблюдается турбулентность движения рабочей жидкости. При критическом значении перепада давления на дросселе возникает явление кавитации.



1 – скорость потока рабочей жидкости при давлении 10 МПа; 2 – то же, при 1,0 МПА

Рисунок 3. Зависимость скорости потока рабочей жидкости по времени

Влияние перепада давления на дросселе на скорость истечения рабочей жидкости приведено на рисунке 4.

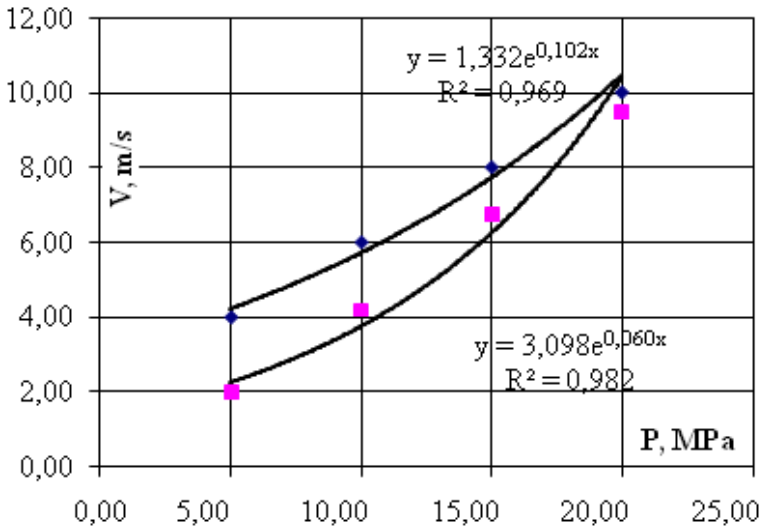
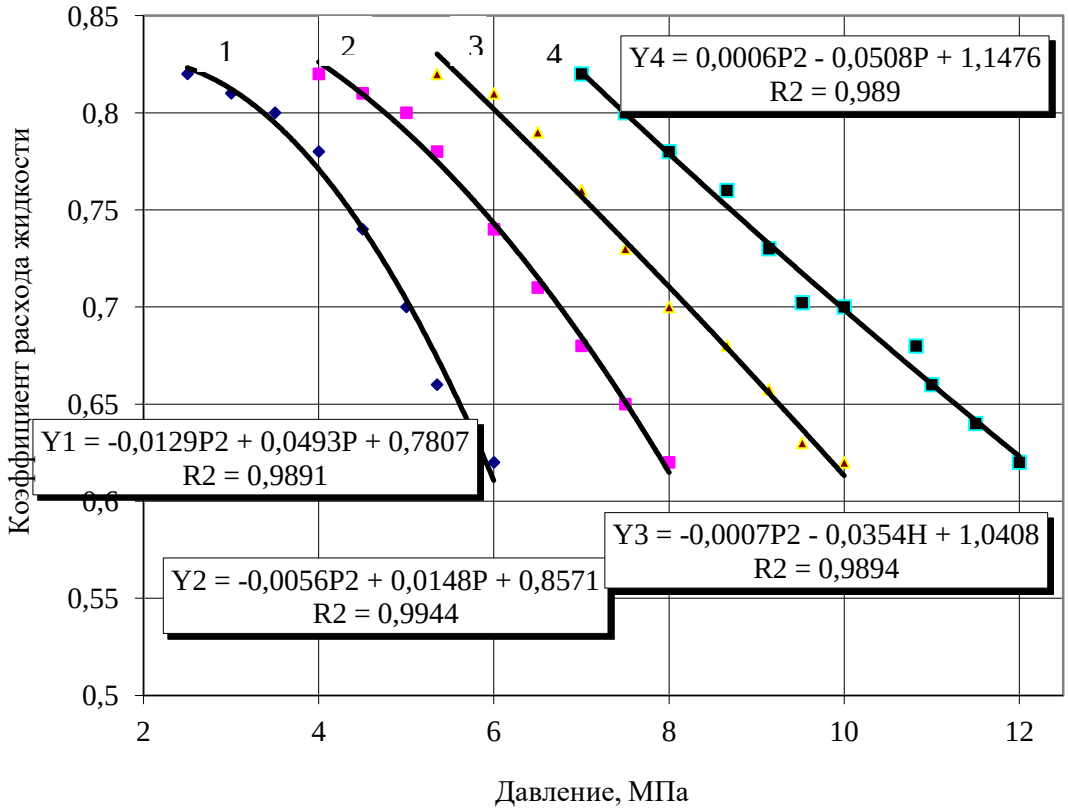


Рисунок 4. Влияние перепада давления на дросселе на скорость истечения рабочей жидкости

На рисунке 5 приведены зависимости снижения коэффициента расхода жидкости от перепада давления: 1 - давление 6,0 МПа; 2- давление 8,0 МПа; 3- давление 10,0 МПа; 4- давление 12,0 МПа.



1 - давление 6,0 МПа, 2 - давление 8,0 МПа, 3 - давление 10,0 МПа, 4 - давление 12,0 МПа

Рисунок 5. Зависимости снижения коэффициента расхода жидкости от перепада давления

4. Обсуждение

По мере роста перепада давления коэффициент расхода рабочей жидкости увеличивается с 0,61 до 0,83. Изменение коэффициента расхода происходит нелинейно. Резкое увеличение перепада давления ведет к возникновению кавитационных процессов в системе. При возникновении кавитации идет резкое снижение коэффициента расхода жидкости. Уменьшение величины коэффициента расхода жидкости связано с увеличением в кавитационной зоне. На величину коэффициента расхода жидкости влияет конфигурация подводящего и отводящего каналов золотника. Это связано с возникновением гидродинамической силы в золотнике. Уменьшение гидродинамической силы в золотнике обеспечивается исключением отрицательных значений гидродинамической силы. Для этого конфигурацию подводящего и отводящего каналов золотника рекомендуется выполнять по архимедовой спирали.

Результаты моделирования гидропривода с замкнутой системой циркуляции рабочей жидкости подтверждены экспериментально. Экспериментальные исследования приводились в камере холода при температуре от минус 60^{o}С. Дросселированием рабочей жидкости можно улучшить условия всасывания насоса и повысить температуру в баке. Исследования в камере холода проводились при температуре окружающего воздуха до – 48^{0}С. Экспериментально определено, что интенсивность прогрева масла в гидросистеме составляет 2 град/мин. Коэффициент теплопередачи установки: максимальный 70 вт/м^{2} град, номинальный – 40 вт/м^{2}град. В первые 30 мин работы гилропривода интенсивность прогрева рабочей жидкости составила 2 град/мин. Через 2 часа интенсивность прогрева рабочей жидкости снизилась до 1 град/мин. Давление в напорной магистрали составило 15 МПа, частота вала гидронасоса - 800 об/мин.

5. Выводы

Анализ теплофизических параметров рабочих жидкостей, используемых в гидроприводах машин, позволил уточнить значения, необходимые для реализации термодинамического метода расчета гидропривода с замкнутой системой циркуляции. Введение в гидропривода дополнительного дросселя позволило обеспечить требуемую работоспособность машин при эксплуатации в условиях низких температур. Разработана математическая модель, позволяющая анализировать динамические процессы Результаты моделирования в MATLAB*SIMULINK определили, что в пусковом режиме наблюдается турбулентность течения рабочей жидкости. Увеличение перепада давления на дросселе вызывает повышение скорости течения рабочей жидкости на 37,5%.. Наблюдается снижение коэффициента расхода жидкости при увеличении давления: При резком увеличении перепада давления в потоке жидкости наблюдаются разрывы сплошности и увеличение порога кавитации. Скорость течения рабочей жидкости во нагнетательной полости достигает 16 м/с, в сливной полости до 6м./с Результаты математического моделирования гидропривода с дроссельным регулирование подачи рабочей жидкости подтверждены экспериментально при температуре окружающего воздуха минус 60^0С.

Литература

[1] Васильченко В А 2006 Особенности эксплуатации горных машин с гидроприводом при низких температурах *Горная промышленность* **2(66)** С. 36-41

[2] Закирзаков Г Г, Мерданов Ш М, Конев В В, Матвеева А Д и Дубров С С 2016 Совершенствование гидропривода строительно-дорожных машин для северных условий эксплуатации *Фундаментальные исследования* **12-3** С. 491-495

[3] Емельянов Р Т, Прокопьев А П и Турышева Е С 2007 Оптимизация силовых характеристик дроссельных распределителей *Известия высших учебных заведений. Строительство* **12 (588)** С. 62-64

[4] Зубрилов Г Ю, Мельников В Г, Зеер В А, Хомутов М П и Ветров С Н 2019 Гидравлический привод срезающего устройства лесозаготовительной машины *Строительные и дорожные машины* **8** С. 26-29

[5] Емельянов Р Т, Прокопьев А П и Сабинин В Л 2006 Программный комплекс моделирования динамики гидропривода с системой управления в среде MATLAB-SIMULINK *Известия высших учебных заведений. Строительство* **10 (574)** С. 84-90

[6] Емельянов Р Т, Прокопьев А П и Климов А С 2009 Моделирование рабочего процесса гидропривода с дроссельным регулирование *Строительные и дорожные машины* **11** С. 15-18

[7] Боровин Г К 1995 Математическое моделирование гидравлической системы управления шагающей машины *Инт. приклад. матем. им. М.В. Келдыша РАН* (*Препринт* № 106)

[8] Власов П А и Рылякин Е Г 2004 Система регулирования температуры рабочей жидкости в гидроприводе *РФ ФИПС Патент* № 2236615

[9] Власов П А и Рылякин Е Г 2007 Терморегулирование жидкости гидросистемы *Сельский механизатор* **6** С.36–37

[10] Курылев А В и Рылякин Е Г 2014 Система регулирования температуры рабочей жидкости в гидроприводе транспортно-технологических машин *Мир транспорта и технологических машин* **3 (46)** С. 89–96

[11] Dekterev D A, Dekterev A A and Shtork S I 2012 An Experimental and a Numerical Study of Precessing Vortex Core in the High Swirl Number Flow Conditions *Journal ofSiberian Federal University. Engineering & Technologies* **5** С. 487-494

Уникальность: 65%- 85%

Домены, на которых найдены совпадения Подсветить все

www.dslib.net/mashyno-vedenie/sovershenstvovanie-p...ma-gidroprivoda.html

49%

core.ac.uk/download/pdf/145189739.pdf

8%

Описание сервиса проверки уникальности