

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ  
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«МОСКОВСКИЙ АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ  
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)»  
МАИ (НИУ)

На правах рукописи



Чулков Максим Викторович

**РАЗРАБОТКА НОВЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ  
ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ  
ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИХ РУЛЕВЫХ ПРИВОДОВ  
И ГИДРОСИСТЕМ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ**

Специальность 2.5.13.

«Проектирование, конструкция, производство, испытания  
и эксплуатация летательных аппаратов»

Диссертация на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель  
кандидат технических наук  
Алексей Алексеевич Волков

Москва – 2024

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
ГЛАВА 1 ОБЗОР РАБОТ, ПОСВЯЩЕННЫХ СИЛОВЫМ ГИДРАВЛИЧЕСКИМ СИСТЕМАМ И АВТОНОМНЫМ РУЛЕВЫМ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИМ ПРИВОДАМ В КОНЦЕПЦИИ «БОЛЕЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО САМОЛЁТА».....	14
1.1 Концепции «полностью электрифицированного самолёта» и «более электрифицированного самолёта» .....	14
1.2 Электрификация системы управления полётом самолёта .....	15
1.3 Основные структуры автономных приводов .....	18
1.4 Существующие типы электрогидравлических автономных приводов .....	23
1.4.1 Электрогидростатический рулевой привод.....	23
1.4.2 Интегрированный приводной блок .....	28
1.4.3 Комбинированный рулевой привод (ЕВНА).....	29
1.5 Проблема тепловой напряжённости электрогидростатических приводов .....	31
1.6 Применение локальных гидросистем на транспортных самолётах.....	32
1.7 Проблема перегрева рабочей жидкости в автономных приводах.....	38
ГЛАВА 2 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ И ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИХ РУЛЕВЫХ ПРИВОДАХ.....	44
2.1 Математическая модель дроссельного гидропривода с цилиндрическим золотником.....	44
2.2 Динамическая модель дроссельного гидропривода .....	49
2.3 Модель блока питания с переменным уровнем давления нагнетания .....	52
2.4 Математическая модель теплового баланса гидросистемы и ее модификация с учетом нагрева жидкости в гидроприводах.....	55
2.4.1 Насос.....	60
2.4.2 Теплопередающая поверхность гидросистемы.....	60
2.4.3 Теплообменник.....	61
2.4.4 Модель внешней нагрузки на рулевые гидроприводы .....	61

2.4.5 Модель тепловыделений при дросселировании жидкости в золотниковых гидрораспределителях .....	67
2.4.6 Окончательный вид системы уравнений теплового состояния .....	68
2.4.7 Методика расчета изменения температуры жидкости в гидросистеме в течение полета .....	68
2.5 КПД гидропривода и его связь с тепловыми потерями .....	69
ГЛАВА 3 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ И ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ МЕРОПРИЯТИЙ ПО ПОВЫШЕНИЮ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИЛОВЫХ ПРИВОДОВ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ПОЛЁТОМ И ПО СНИЖЕНИЮ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ В НИХ .....	73
3.1 Управление проводимостями дросселирующих элементов золотникового гидрораспределителя как способ снижения тепловыделений в гидроприводе при помогающих нагрузках.....	73
3.1.1 Объект моделирования и требования к нему .....	81
3.1.2 Структура модели.....	81
3.1.3 Результаты имитационного моделирования .....	86
3.1.4 Определение нагрева рабочей жидкости при дросселировании.....	87
3.2 Оценка применения локальных гидросистем как способа повышения энергетической эффективности гидросистемы самолета .....	89
3.2.1 Описание объекта моделирования .....	92
3.2.2 Система электроснабжения самолета Ил-96-300.....	93
3.2.3 Характеристики гидравлической жидкости и конструкционных материалов гидросистемы.....	94
3.2.4 Секционирование рулевых поверхностей в хвостовой части самолета.....	94
3.2.5 Сравнимые структуры энергообеспечения рулевых приводов .....	95
3.2.6 Структура № 1 .....	96
3.2.7 Структура № 2 .....	102
3.2.8 Расчет массы ЛГС и насосной станции .....	103
3.2.9 Расчет массы всех ЛГС.....	110

3.2.10 Оценка изменения массы ЦГС при переходе на ЛГС .....	110
3.2.11 Оценка изменения массы СЭС при переходе на ЛГС .....	111
3.3 Электрогидравлический рулевой привод с адаптивным питанием .....	113
3.3.1 Степень разработанности темы .....	114
3.3.2 Постановка задачи.....	115
3.3.3 Объект моделирования .....	116
3.3.4 Описание модели.....	117
3.3.5 Результаты моделирования .....	122
ГЛАВА 4 ВАЛИДАЦИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ САМОЛЕТА ПО ДАННЫМ ЛЕТНЫХ ИСПЫТАНИЙ .....	125
4.1 Исходные данные для валидации модели тепловых процессов.....	125
4.2 Расчетные случаи .....	130
4.3 Анализ исходных данных.....	132
4.4 Результаты моделирования .....	133
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	136
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	139
ПРИЛОЖЕНИЕ А .....	150
ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....	153
ПРИЛОЖЕНИЕ В .....	157
ПРИЛОЖЕНИЕ Г	
Акт о внедрении результатов диссертационной работы.....	161

## **ВВЕДЕНИЕ**

### **Актуальность темы исследования**

В настоящее время основным типом силового привода рулевых поверхностей самолетов является гидравлический привод дроссельного типа с питанием от централизованных гидросистем, в котором регулирование скорости движения выходного звена привода осуществляется за счёт изменения гидравлического сопротивления гидролинии и отвода части потока жидкости в гидробак без совершения полезной работы. Рост числа потребителей гидравлической энергии на борту самолета приводит к необходимости увеличивать установочную мощность блоков питания гидросистем, что неизменно приводит к увеличению массы гидросистемы и к снижению топливной эффективности самолета вследствие роста отбираемой от силовой установки мощности. Особенно это актуально для маневренных самолетов с неустойчивой аэродинамической компоновкой, к рулевым приводам которых предъявляются требования высокой скорости перемещения выходных звеньев (соответствующие угловым скоростям отклонения рулевых поверхностей вплоть до 60 °/с) и значительных развиваемых усилий (до 110 кН), а, следовательно, высокой потребляемой мощности.

*В связи с этим становится актуальной необходимостью изыскания способов повышения энергетической эффективности гидросистем, что позволило бы снизить установочную мощность и массу блока питания гидросистемы.* Традиционным путем снижения массы и объема гидроагрегатов стало повышение номинального уровня давления с 21 МПа до 28 и 35 МПа. Чтобы предотвратить сокращение ресурса гидроагрегатов вследствие функционирования при повышенном давлении, в тех режимах полета, где не требуются большие развиваемые усилия и скорости отклонения рулевых поверхностей (например, в крейсерском полете), используются разгрузочные по давлению режимы работы блока питания гидросистемы. Еще одним путем повышения энергетической эффективности гидросистем является снижение непроизводительных потерь мощности, вырабатываемой блоком питания и

переходящих в нагрев рабочей жидкости. Основными источниками тепловыделений в гидросистеме являются насосы и гидравлические приводы с дроссельным регулированием.

Другим современным направлением развития силовых систем управления современных самолетов является расширение применения в них вырабатываемой на борту электроэнергии в соответствии с концепцией «более электрического самолёта». «Электрификация» системы управления в настоящее время является одним из направлений, позволяющих обеспечить улучшение летно-технических и эксплуатационных характеристик самолета за счет снижения массы его конструкции, снижения стоимости эксплуатации и наземного обслуживания.

**Основные препятствия** на пути электрификации системы управления летательных аппаратов (ЛА):

1. Источники электрической энергии имеют более низкую удельную мощность, чем эквивалентные им гидравлические источники. Для мощностей более 2 кВт размер источника электроэнергии может быть в два раза больше, чем размер эквивалентного источника гидравлической энергии, что вызывает соответствующий рост массы;

2. В электромеханическом приводе имеет место проблема вращательного механического редуктора и преобразователя вращательного движения в поступательное (шарико-винтового механизма), заключающаяся в высокой вероятности их заклинивания, что создаёт трудности при лётной сертификации ЛА. Для того, чтобы уменьшить вероятность таких отказов, могут быть применены дополнительные устройства, однако это увеличивает сложность, стоимость и массу привода. Также износ механических редукторов повышается при отработке приводом малых входных сигналов (0,5..2 % от максимального) при постоянной нагрузке.

3. Применение электромеханических приводов создает более сложную термодинамическую обстановку, вследствие возросших, более локализованных нагревов и снижения возможности рассеивать тепло.

В связи с обозначенными выше трудностями в обозримом будущем предполагается совместное использование на борту ЛА комплексов электромеханических и электрогидравлических приводов. В транспортной авиации с целью снижения массы уже происходит переход на локальные гидросистемы с электроприводными малогабаритными насосными станциями. Электрогидравлические приводы будут по большей части автономными, с индивидуальной насосной станцией. В 60-х годах прошлого века автономные приводы не были конкурентоспособны, но сейчас, с появлением бесконтактных двигателей постоянного тока и вентильно-индукторных электродвигателей вновь стали актуальны.

### **Степень разработанности темы**

Основные направления повышения энергетической эффективности силовых систем управления ЛА и существующие наработки в рамках концепции «более электрического самолета» проанализированы в главе 1.

Ранее на кафедре 103 «Системы оборудования ЛА» учеными Матвеевко А.М., Долгушевым В.Г., Локшиным М.А., Бакулиным В.М. был проведен обширный спектр научно-исследовательских работ по разработке методики аналитического проектирования гидросистем ЛА, результаты которых отражены в [42, 43, 44, 63].

Работы [1, 8, 24, 25, 35, 36, 44, 46, 47, 54, 56, 57] авторов Гамынина Н.С, Рабиновича М.И., Редько П.Г., Хохлова В.А., Матвеевко А.М., Маслова В.Т., Абрамова Е.И, Колесниченко К.А., Меланьина А.Н. посвящены проектированию отдельных элементов гидросистемы, в т. ч. гидроприводов. Учеными Матвеевко А.М., Масловым В.Т., Редько П.Г. предложено для снижения тепловыделений и установочной мощности гидросистемы применять объемно-дрессельный привод, где совместно с изменением проводимости элементов дроссельного гидрораспределения изменяется структура привода – производится установка элементов дроссельного гидрораспределения в минимально дросселирующее положение. *Однако в этих работах не анализируется работа исполнительных механизмов при знакопеременных нагрузках.*

Зарубежные авторы исследовали вопросы тепловыделений в основном применительно к электрогидростатическим приводам, методы исследований - имитационное моделирование динамических систем на основе численных методов решения дифференциальных уравнений, а также моделирование методами вычислительной гидродинамики (CFD). Точность моделирования подтверждена лабораторными экспериментами. Предложены способы снижения тепловыделений: регулятор мощности, матричный конвертер, разработка электродвигателей с более высоким КПД. Многие зарубежные публикации посвящены разработке и испытаниям электромеханических рулевых приводов, устанавливаемых, например, на рулевые поверхности беспилотных авиационных систем, на вертолеты, в подсистемах уборки-выпуска шасси.

Среди отечественных авторов много публикаций, посвященных конструкциям автономных гидроприводов, разработки которых велись с 1960-х годов; предложен и испытан на экспериментальных образцах такой способ повышения энергоэффективности автономного привода, как комбинированное регулирование скорости.

Концепция «более электрического самолёта» нашла отражение и практическое применение в некоторых серийно производимых самолетах зарубежной разработки. Опыт создания транспортных самолётов Airbus A-340, A-350 показал, что установка автономных силовых приводов с питанием от системы электроснабжения ЛА целесообразна на органы управления полётом, расположенные в хвостовой части самолёта и наиболее удалённые от блоков питания гидросистем, расположенных в центроплане, – руль направления, рули высоты и переставной стабилизатор. Это позволило отказаться от прокладки длинных трубопроводных магистралей вдоль всего фюзеляжа, заменив их более лёгкими электрическими силовыми кабелями. Другие преимущества данных мероприятий при сохранении на ЛА централизованной гидросистемы – снижение установочной мощности её блока питания благодаря отсутствию потерь по длине в трубопроводах подвода питания к РН и РВ; упрощение охлаждения рабочей



жидкости; обеспечение требований по динамической жесткости и чувствительности приводов; упрощение проблем пожаробезопасности самолета.

Другое направление повышения электрификации системы управления ЛА – применение автономных моноблочных электрогидравлических приводов, включающих в себя малоразмерную электроприводную насосную станцию, блок питания и силовой гидродвигатель. Описание конструкций таких приводов и их применение приведено в главе 1. Ключевая причина задержки внедрения автономных рулевых приводов на самолёты заключена в том, что тепловыделения приводов большой мощности создают неприемлемый перегрев рабочей жидкости. *Одним из путей решения данной проблемы* является адаптивное к нагрузке средство управления автономным приводом. В приводе, оснащённом таким устройством, электроприводной насос генерирует гидравлическую мощность только для преодоления фактической аэродинамической нагрузки, действующей на привод.

Из приведенного обзора следует, что внедрение в авиационную технику рулевых гидроприводов с индивидуальным блоком питания происходит крайне медленно. Остается малоизученным влияние на тепловыделения при дросселировании рабочей жидкости в рулевых гидроприводах знакопеременных нагрузок, величина которых меняется в течение полета в широких пределах. В связи с этим в диссертации представляется целесообразным разработать конструктивные решения по минимизации тепловых потерь в электрогидравлических рулевых приводах с дроссельным регулированием и исследовать работоспособность этих решений применительно к автономному гидроприводу.

### **Цель диссертационной работы**

Разработка новых конструктивных решений для повышения энергетической эффективности электрогидравлических рулевых приводов и гидросистем летательных аппаратов; выбор структуры и основных параметров исполнительных агрегатов, обеспечивающих минимизацию тепловыделений с целью снижения установочной мощности и массы гидросистемы.

### **Основные научные задачи**

– Разработка способов снижения тепловой напряжённости гидравлических систем ЛА с учётом их возможного существования в рамках концепции «более электрического самолёта».

– Разработка конструктивных мероприятий по повышению энергетической эффективности силовых приводов системы управления полётом ЛА с учетом их работы в условиях знакопеременных нагрузок.

**Объект исследования** - гидравлическая система самолёта, включающая в себя блок питания, систему распределения и потребитель гидравлической энергии (гидропривод).

### **Научная новизна исследования:**

– разработана новая математическая модель тепловых процессов в гидросистеме самолета с учетом изменения нагружения гидроприводов системы управления полетом при различных углах и скоростях отклонения рулевых поверхностей, при изменении высоты и скорости полета и с учетом режима работы блока питания гидросистемы;

– впервые разработан алгоритм функционирования блока управления приводом рулевой поверхности и изменения структуры золотникового гидрораспределителя в зависимости от величины и направления нагрузки, действующей на выходное звено привода, и от давления нагнетания;

– впервые разработан алгоритм управления режимом работы гидравлического блока питания автономного гидропривода с адаптивностью под внешнюю нагрузку.

**Теоретическая значимость работы** определяется ее новизной.

**Практическая значимость работы** заключается в разработке инженерных методик:

– расчета массы структуры энергообеспечения гидроприводов в хвостовой части пассажирского самолета при помощи электроприводных насосных станций;

– оценки в первом приближении изменения температуры рабочей жидкости гидросистемы в течение полета.

Также автором предложены:

– структура электрогидравлического привода и алгоритм управления приводом, предназначенные для снижения нагрева рабочей жидкости при дросселировании в золотниковом гидрораспределителе привода в случае воздействия внешней помогающей нагрузки на шток гидроцилиндра;

– структура автономного гидропривода, содержащего блок питания на базе насосной станции с адаптивной подстройкой номинального давления к внешней нагрузке на гидропривод и двухкаскадный золотниковый гидрораспределитель с электромеханическим преобразователем типа «линейный электродвигатель» в первом каскаде усиления.

### **Методология и методы исследования**

Поставленные задачи решаются при помощи математических и имитационных моделей процессов в гидравлических системах и агрегатах (в статической и динамической постановке), решение уравнений осуществляется численными методами, реализованными в программных пакетах Matlab-Simulink, Mathcad.

### **Положения, выносимые на защиту**

1. Структура электрогидравлического привода с алгоритмом управления соотношением проводимости дросселирующих элементов в зависимости от величины и знака внешней нагрузки, предназначенным для снижения нагрева рабочей жидкости при дросселировании.

2. Структура автономного гидропривода, содержащая блок питания на базе насосной станции с адаптивной подстройкой номинального давления к внешней нагрузке на гидропривод.

3. Алгоритм адаптивного регулирования режима работы блока питания автономного гидропривода в зависимости от внешнего нагружения.

4. Математическая модель тепловых процессов в гидросистеме самолета и инженерная методика, предназначенная для оценки в первом приближении изменения температуры рабочей жидкости гидросистемы в течение полета,.

5. Методика расчета массы структуры энергообеспечения гидроприводов в хвостовой части пассажирского самолета при помощи электроприводных насосных станций.

### **Степень достоверности результатов**

Методика расчета изменения температуры рабочей жидкости гидросистемы в течение полета валидирована по данным летных испытаний тяжелого маневренного самолета Су-35-2, а именно по расшифровкам записей бортового регистратора параметров полета. Имитационные модели электрогидравлических приводов, предназначенные для проверки предложенных технических решений по снижению тепловой напряженности приводов, выполнены с применением сертифицированного программного обеспечения Matlab, Simulink, Mathcad и основаны на известных аналитических зависимостях гидростатики, гидродинамики, механики.

### **Апробация результатов исследования**

Основные результаты диссертационной работы опубликованы в 12 трудах, в их числе: две статьи в журналах из перечня ВАК Минобрнауки России по специальности 2.5.13. [21, 70]; одна статья в журнале, индексируемом в международной системе цитирования Scopus [83]; одна статья в сборнике материалов конференции, индексируемом в международной системе цитирования Scopus [84]; 8 тезисов докладов научных конференций в сборниках, индексируемых в РИНЦ [68, 69, 71-76].

Основные положения и результаты диссертационной работы докладывались на 11 международных и российских научных конференциях:

№	Название конференции	Год
1	I Международная молодежная научная конференция «Гагаринские чтения»	2024
2	22-я Международная конференция «Авиация и космонавтика»	2023
3	2-я Международная научно-техническая конференция «Скоростной	

№	Название конференции	Год
	транспорт будущего: перспективы, проблемы, решения»	
4	XLIX Международная молодежная научная конференция «Гагаринские чтения» (доклад получил диплом, 2 место в секции)	
5	21-я Международная конференция «Авиация и космонавтика»	2022
6	1-я Международная научно-техническая конференция «Скоростной транспорт будущего: перспективы, проблемы, решения»	
7	XLVIII Международная молодежная научная конференция «Гагаринские чтения»	
8	20-я Международная конференция «Авиация и космонавтика»	2021
9	Международная научно-техническая конференция ICASSE-2021	
10	XLVII Международная молодежная научная конференция «Гагаринские чтения»	
11	19-я Международная конференция «Авиация и космонавтика»	2020

### **Личный вклад соискателя**

В представленной библиографии содержатся ссылки на работы автора [21, 68-76, 83, 84]. Результаты диссертационного исследования, опубликованные в трудах [68-76, 83, 84], получены лично соискателем. В работе [21] автор диссертации выступал в качестве соавтора с научным руководителем и сотрудниками кафедры 101 МАИ. В работе [83], выполненной в соавторстве с научным руководителем, автор диссертации разработал имитационную модель электрогидравлического привода со структурой, обеспечивающей снижение тепловыделений, исследовал с ее помощью работоспособность привода на различных режимах внешнего нагружения.

### **Структура и объем диссертации**

Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы и приложений. Общий объем диссертации составляет 162 страницы, работа содержит 66 рисунков, 19 таблиц, четыре приложения. Список публикаций и использованных источников включает 101 наименование.

# ГЛАВА 1 ОБЗОР РАБОТ, ПОСВЯЩЕННЫХ СИЛОВЫМ ГИДРАВЛИЧЕСКИМ СИСТЕМАМ И АВТОНОМНЫМ РУЛЕВЫМ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИМ ПРИВОДАМ В КОНЦЕПЦИИ «БОЛЕЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО САМОЛЁТА»

## 1.1 Концепции «полностью электрифицированного самолёта» и «более электрифицированного самолёта»

Расширение применения вырабатываемой на борту самолета электроэнергии в соответствии с концепцией «более электрифицированного самолёта» тесно связано с принципом энергоинформационной однородности, когда энергетические и информационные потоки передаются одним способом – электрически. Эта концепция наиболее привлекательна для эксплуатантов авиатехники, поскольку позволяет повысить экономическую эффективность в части уменьшения затрат на обслуживание самолёта. Современные пилотируемые летательные аппараты (ЛА) имеют, как правило, все три вида энергетических систем: электрическую (на основе генераторов постоянного и переменного тока, а также резервных аккумуляторов), гидравлическую, пневматическую (на основе заряжаемых в наземных условиях баллонов высокого давления). Разнородность источников мощности усложняет монтаж и обслуживание энергосистем, снижает надёжность энергообеспечения в целом, увеличивает эксплуатационные затраты.

Предполагается, что идея «полностью электрифицированного самолёта» позволит обеспечить по отношению к существующим самолетам транспортной категории преимущества в части: снижения эксплуатационных расходов на 4-12 %, снижения полной взлетной массы на 6-10 %, снижения стоимости жизненного цикла на 3-5 %, увеличения среднего налета на отказ на 5-6 %, снижения времени технического обслуживания на 4-5 %, экономии топлива при использовании усовершенствованной силовой установки на 26 % [9].

## 1.2 Электрификация системы управления полётом самолёта

Электрификация системы управления как принцип однородности передачи управляющих и силовых сигналов выгодна в первую очередь для эксплуатантов авиационной техники. Преимущества электрических систем передачи мощности – упрощение и удешевление монтажа электропроводки по сравнению с магистралями гидравлических систем, высокая гибкость, универсальность и ремонтпригодность, исключение вредного влияния эффектов сжимаемости жидкости (вибрации, акустический резонанс, гидравлический удар).

Задачами электрификации системы управления самолёта являются:

- создание эффективных и конкурентоспособных автономных рулевых приводов (АРП) для системы управления и взлётно-посадочных устройств самолёта, энергопитание которых обеспечивается силовым электрическим током;
- разработка идеологии и общих принципов построения (архитектуры) исполнительной части системы управления «более электрического самолёта» [9].

Исследования в части применения электромеханических приводов (electromechanical actuator, ЕМА) ЛА проводились в США, начиная с конца 1980-х. В 1990-е годы НАСА запустило три программы по ЕМА. Один из них предназначался для управления вектором тяги ракеты-носителя. Разработан ЕМА с двумя различными типами двигателей (двигатель с постоянными магнитами и асинхронный двигатель), усилие срыва составляет 133 кН при весе 36,3 кг. Две другие программы предназначались для коммерческих самолетов. Несколько резервных ЕМА продемонстрированы на испытательном стенде управления и распределения питания «Power by Wire», а также на испытательном стенде «Power by Wire», пиковая плотность мощности достигала 62 Вт/кг [97].

Программа «EPAD» (Electrically Powered Actuation Design) в 2000 году совместно спонсировалась ВВС США, ВМС и НАСА. В ходе 25-часовых летных испытаний ЕМА с двойным резервированием (Рисунок 1.1) вместо гидравлического привода на левом элероне самолета F/A-18B «System Research

Aircraft (SRA)» прошел проверку общих характеристик и сравнение с гидравлическим приводом в другом самолете [91].

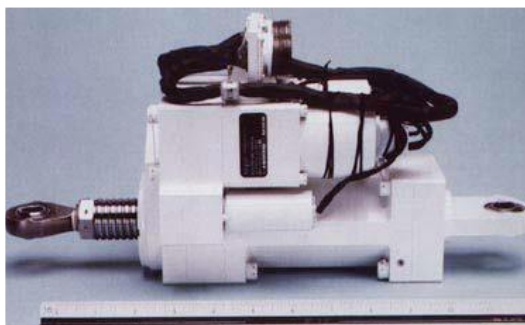


Рисунок 1.1 - Опытный образец ЕМА-привода программы EPAD

Объединенная беспилотная боевая авиационная система X-45A/B/C/N (J-UCAS) разрабатывалась компанией Boeing с 2002 по 2008 год. Установлены 18 линейных ЕМА (HR Textron) для управления и привода рулей высоты, рулевого управления носовым колесом и т. д. При использовании полностью электрического привода наибольшую озабоченность в ходе летных испытаний вызывает выделение тепла и устойчивость электроники и исполнительных механизмов [86].

Университет Ньюкасла изучал ЕМА для закрылков и предкрылков коммерческих самолетов в 2005 году. ЕМА интегрирован с тормозом при выключенном двигателе, держит нагрузку 34 кН\*м и имеет точность позиционирования 0,25 % [82]. Затем, в 2010 году, для электрической системы выпуска и уборки шасси (ELGEAR) была разработана система ЕМА с двойным резервированием, способная развивать крутящий момент более 7000 Н\*м и рабочую скорость более 18°/с. Привод основан на редукторе 595:1 [81].

Другая программа, TIMES (Totally Integrated More Electric Systems), совместно финансируется Министерством торговли и промышленности Великобритании (DTI) и Lucas Aerospace. Она была создана для исследования проблем, связанных с большими ЕМА, ключевой целью программы было сравнение двух потенциальных технологий привода: SRM и BLDC [85]. «BAE System» запустило программу под названием «Helicopter HEAT (Electro-



Mechanical Actuation Technology)» для разработки ЕМА для основных систем управления полетом вертолетов [98].

Среди отечественных предприятий электромеханическими приводами занимался холдинг «Технодинамика». Предприятие исследовало пути электрификации системы уборки-выпуска шасси и замены традиционного гидравлического привода. Также предприятие разработало электромеханический привод реверса двигателя ПД-14, предназначенного для самолета МС-21. Опытные образцы приводов прошли предварительные испытания в составе летающей лаборатории Ил-76ЛЛ.

Основные препятствия на пути электрификации системы управления ЛА:

- Источники электрической энергии имеют более низкую удельную мощность, чем эквивалентные им гидравлические источники. Для мощностей более 2 кВт размер источника электроэнергии может быть в два раза больше, чем размер эквивалентного источника гидравлической энергии, что вызывает соответствующий рост массы (согласно [63], проигрыш в массе в некоторых случаях может быть и десятикратным);
- В электромеханическом приводе имеет место проблема вращательного механического редуктора и преобразователя вращательного движения в поступательное (шарико-винтового механизма), заключающаяся в высокой вероятности их заклинивания, что создаёт трудности при лётной сертификации ЛА. Для того, чтобы уменьшить вероятность таких отказов, могут быть применены дополнительные устройства, однако это увеличивает сложность, стоимость и массу привода. Также износ механических редукторов повышается при отработке приводом малых входных сигналов (0,5..2% от максимального) при постоянной нагрузке.
- Применение электромеханических приводов создает более сложную термодинамическую обстановку, вследствие возросших, более локализованных нагревов и снижения возможности рассеивать тепло.

### 1.3 Основные структуры автономных приводов

Использование АРП на основе классического принципа дроссельного регулирования скорости с насосом постоянной производительности и переливным клапаном [26] считается в настоящее время неприемлемым по энергетическим критериям. Высокие энергетические показатели могут быть достигнуты при использовании следующих схем:

- привод с объёмным регулированием скорости и реверсивным насосом;
- привод с объёмным регулированием скорости и клапаном реверса;
- привод с объёмно-дроссельным регулированием скорости и управлением подачей насоса по давлению нагнетания;
- привод с комбинированным регулированием скорости.

В объёмном АРП с реверсивным насосом (Рисунок 1.2) скорость и направление движения штока силового цилиндра определяется расходом жидкости, поступающим от насоса регулируемой производительности. В основе конструкции регулируемого насоса лежит схема поворота наклонной шайбы для изменения его подачи, её наклоном управляет отдельный следящий сервопривод, питающийся от вспомогательной гидросистемы малой мощности. Вспомогательный насос имеет постоянную подачу, а переливной клапан поддерживает давление в сервоприводе. Минимальное сливное давление в приводе поддерживается пружинным гидрокомпенсатором, служащим также для компенсации температурного расширения жидкости. Недостатки данной схемы – сложность конструкции реверсивных насосов регулируемой производительности и низкая динамическая жёсткость привода [25].

Также АРП с объёмным регулированием при всех прочих равных условиях имеют динамическую жёсткость ниже, чем приводы с дроссельным регулированием. Это объясняется тем, что давление рабочей жидкости в полостях привода с объёмным регулированием при отсутствии или малой величине внешней нагрузки ниже, чем у привода с дроссельным регулированием [66]. Для получения одной и той же величины динамической жёсткости площадь поршня

гидродвигателя привода с объёмным регулированием должна быть больше, чем у привода с дроссельным регулированием [66].

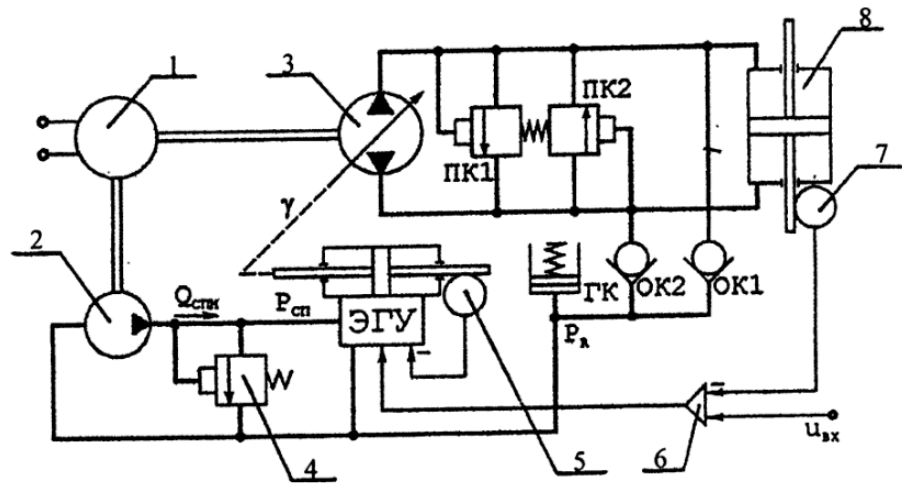


Рисунок 1.2 – Объёмный АРП с реверсивным насосом: 1 – электродвигатель, 2 – вспомогательный насос, 3 – основной насос, 4 – переливной клапан, 5 – датчик обратной связи сервопривода, 6 – усилитель сигнала ошибки, 7 – датчик обратной связи привода, 8 – гидродвигатель, ПК - предохранительный клапан, ОК1, ОК2 – обратный клапан, ГК – гидрокompенсатор, ЭГУ – электрогидроусилитель

В объёмно-клапанном АРП (Рисунок 1.3) скорость движения штока гидродвигателя определяется расходом жидкости от насоса переменной подачи, а направление движения задаётся клапаном реверса. Как и в первой схеме, здесь используется вспомогательная гидросистема, гидрокompенсатор и следящий сервопривод. Однако последний перемещает также и плунжер клапана реверса. Такая схема позволяет использовать более простой нереверсивный насос переменной подачи и поднять начальное давление в полостях малонагруженного силового цилиндра за счёт задания некоторой минимальной подачи насоса [25].

В объёмно-дроссельном АРП (Рисунок 1.4) скорость и направление движения штока силового цилиндра определяется золотниковым распределителем, а давление питания – подачей насоса переменной производительности. Достоинства такого привода – высокая жёсткость, хорошие динамические характеристики в области малых входных сигналов, более простая конструкция. Однако по энергетическим характеристикам он уступает объёмно-клапанному АРП.

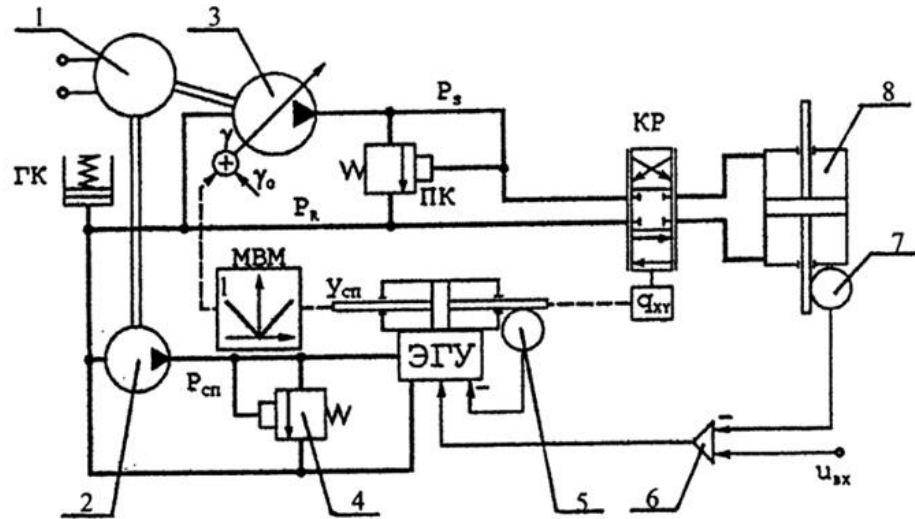


Рисунок 1.3 – Объемно-клапанный АРП: 1 – электродвигатель, 2 – вспомогательный насос, 3 – основной насос, 4 – переливной клапан, 5 – датчик обратной связи сервопривода, 6 – усилитель сигнала ошибки, 7 – датчик обратной связи привода, 8 – гидродвигатель, ПК - предохранительный клапан, КР – клапан реверса, ГК – гидрокомпенсатор, ЭГУ – электрогидроусилитель, МВМ – механизм выделения модуля

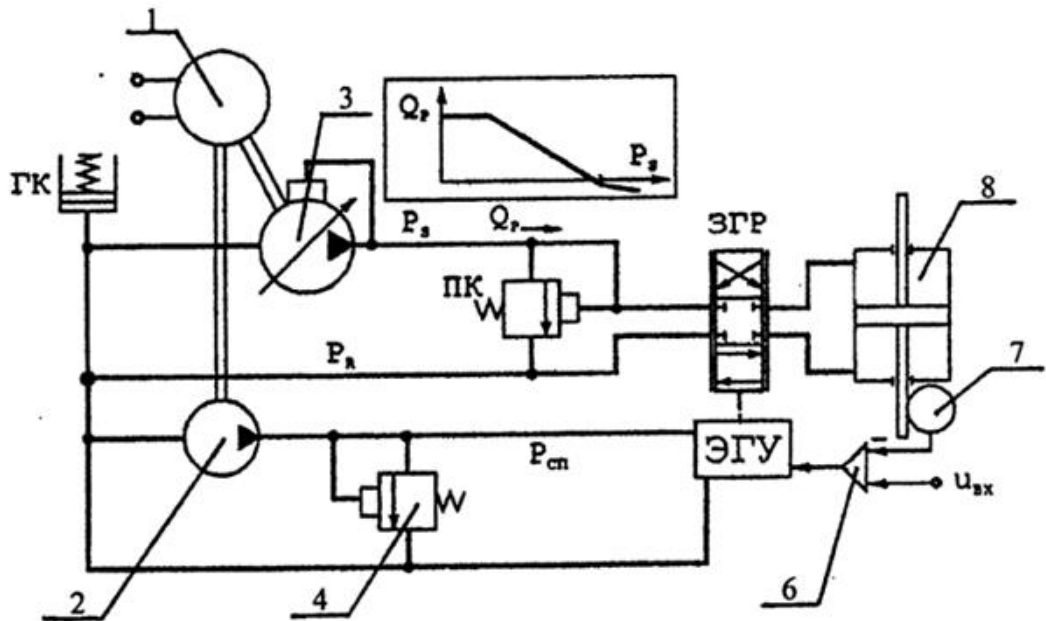


Рисунок 1.4 – Объемно-дрессельный АРП: 1 – электродвигатель, 2 – вспомогательный насос, 3 – основной насос, 4 – переливной клапан, 6 – усилитель сигнала ошибки, 7 – датчик обратной связи привода, 8 – гидродвигатель, ПК - предохранительный клапан, ГК – гидрокомпенсатор, ЭГУ – электрогидроусилитель



электродвигателя [60]. Строго говоря, при комбинированном регулировании не существует в чистом виде как дроссельного, так и электромоторного регулирования. Практически все режимы работы по амплитуде сигнала рассогласования следящего контура являются смешанными, однако по мере увеличения этого сигнала степень влияния различных способов регулирования на работу привода меняется [4]. Законы регулирования таковы, что при состоянии привода, близком к нейтральному, насос развивает небольшое давление (порядка 5 МПа), обеспечивающее дроссельное регулирование скорости при малых открытиях рабочих окон клапана реверса. При увеличении сигнала рассогласования рабочие окна открываются настолько, что изменение их проводимости перестает влиять на скорость штока гидроцилиндра. Размеры окон выбираются так, что при больших сигналах рассогласования потери давления на них настолько малы, что скорость штока привода регулируется только за счет управления подачей насоса [60].

ПМЗ «Восход» совместно с МАИ разработали полноразмерный макет привода с комбинированным регулированием скорости мощностью 1,5 кВт, испытания которого подтвердили результаты теоретических исследований и показали, что привод имеет динамическую точность на уровне традиционных дроссельных приводов с питанием от централизованной гидросистемы и значительно более высокую, чем у электрогидростатических приводов [4]. Результаты исследований опубликованы в [60 - 62], в частности, результаты математического моделирования привода с учетом нелинейностей, влияющих на его динамические характеристики, нахождение алгоритмов управления, итоги испытаний макета привода (сравнение его экспериментальных частотных характеристик с частотными характеристиками электрогидростатического привода самолета А-380).

Гибридные приводы данной схемы являются перспективным решением с точки зрения применения разнородного резервирования энергетических каналов, однако в настоящее время изучены недостаточно для их промышленного производства и внедрения.

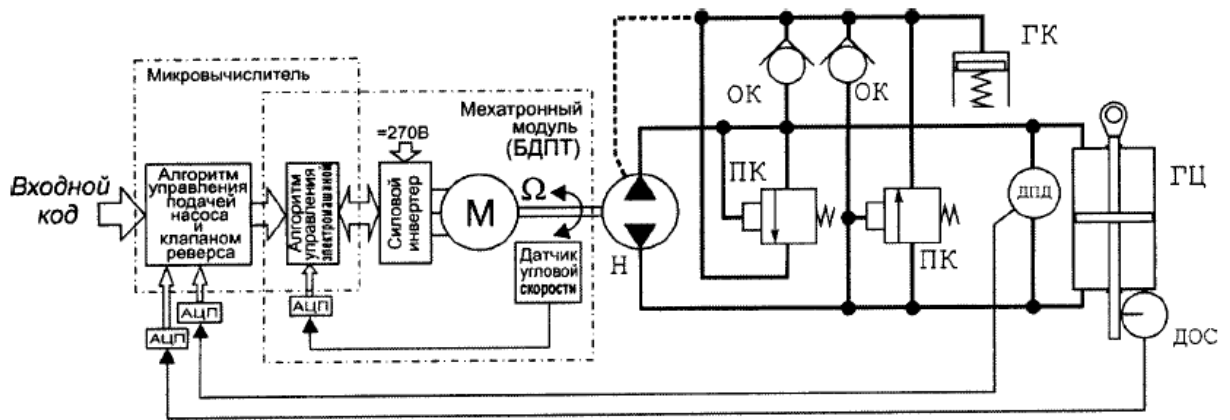
## 1.4 Существующие типы электрогидравлических автономных приводов

### 1.4.1 Электрогидростатический рулевой привод

Электрогидростатические приводы (ЭГСтП) появились в результате разработки бесконтактных электродвигателей постоянного тока и вентильно-индукторных электрических машин с регулируемой частотой вращения. В гидростатическом приводе, как и в АРП с объёмным регулированием, скорость выходного звена зависит только от подачи насоса. Такое регулирование скорости выходного звена называется электромоторным регулированием и является основным отличием электрогидростатических приводов от АРП, описанных выше.

В зарубежной литературе для обозначения ЭГСтП применяется аббревиатура ЕНА (Electro-Hydrostatic Actuator). В приводах этого типа электромотор постоянного тока вращает гидравлический насос постоянной подачи, который в свою очередь питает обычный гидравлический цилиндр через набор клапанов. Скорость выходного звена зависит только от подачи насоса, которая, в свою очередь, изменяется за счёт регулирования частоты вращения вала электродвигателя, т.е. по сути, гидравлическая часть привода выполняет функции неуправляемой гидропередачи. Изменение направления усилия на цилиндре возможно благодаря использованию реверсивного бесколлекторного электродвигателя постоянного тока (БДПТ).

Принципиальная схема ЭГСтП приведена на Рисунке 1.6, внешний вид – на Рисунке 1.7.



Принципиальная схема электрогидростатического привода:  
 АЦП — аналого-цифровой преобразователь; БДПТ — бесколлекторный двигатель постоянного тока;  
 ГК — гидрокомпенсатор; ГЦ — гидроцилиндр; ДОС — датчик обратной связи;  
 ДПД — датчик перепада давления; Н — реверсивный нерегулируемый насос; ОК — обратный клапан;  
 ПК — предохранительный клапан

Рисунок 1.6 – Принципиальная схема электрогидростатического привода

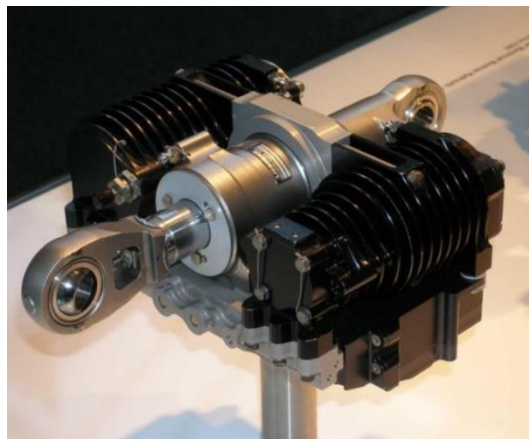


Рисунок 1.7 - ЭГСтП разработки фирмы «Liebherr-Aerospace»

#### Преимущества ЭГСтП:

- Работа «по требованию», т.е. тепловыделения в неподвижном и ненагруженном состоянии не происходит.
- Легко может быть адаптирован к работе как от постоянного, так и от переменного тока.
- Максимальный КПД гидравлической части благодаря электромоторному регулированию подачи насоса может достигать 0,8..0,85, по данным источника [60].



### Недостатки ЭГСтП:

– В [79] отмечается, что для электрогидравлических рулевых приводов, использующихся в режиме «по требованию», характерна весьма высокая пиковая потребляемая мощность, которая может достигать 700..800 % от средней мощности.

– Преимущество работы привода «по требованию» нивелируется тем, что даже в крейсерском режиме на самолёте работает автоматическая система управления полётом (САУ), выдерживая заданные лётчиком параметры движения путём незначительных отклонений рулевых поверхностей, и привод работает на малых управляющих сигналах (до 0,5..1 % от максимального). Между тем чувствительность ЭГСтП и его динамические характеристики напрямую зависят от чувствительности и динамических характеристик БДПТ, а требуемое качество статических и динамических характеристик в области малых сигналов рассогласования обеспечить значительно труднее, чем в традиционных электрогидравлических приводах с дроссельным регулированием скорости. Этот недостаток стараются преодолеть за счет использования вместо БДПТ шаговых электродвигателей [60].

– В настоящее время уровень надёжности ЭГСтП пока не позволяет обеспечить потребный уровень отказобезопасности системы рулевых приводов для пассажирского самолета [37].

– Поскольку в конструкции ЭГСтП отсутствует централизованный гидробак, а замкнутый контур циркуляции гидравлической жидкости короткий, то теплопередающей поверхности недостаточно для эффективного отвода излишнего тепла от привода. Это приводит к значительному росту температуры жидкости при работе привода [92].

Такие моноблочные приводы были внедрены на самолете F-35 (Рисунок 1.8). Основные органы управления (флапероны, правое и левое ЦПГО, рули направления, а у палубного варианта – элероны) F-35 управляются моноблочными электрогидростатическими приводами, которые имеют в своем составе реверсивный электродвигатель, реверсивный высокооборотный гидронасос, исполнительный гидроцилиндр, и регулирующие устройства, а также

гидробак и гидроаккумулятор. Имеется также вспомогательная централизованная гидросистема с номинальным давлением 35 МПа, применяющаяся, в частности, для уборки/выпуска шасси и открытия/закрытия створок отсеков вооружения. [64] Это дало основания отказаться от наличия на борту самолёта резервных и аварийных источников гидравлической энергии (насосных станций). Что касается эксплуатационной технологичности, то, не оценивая этого показателя в целом, можно заметить, что применение электрической системы управления с автономными электрогидростатическими приводами упрощает ремонт самолёта. Неважно, насколько сложно починить электрогидростатический привод, в боевых условиях его можно просто быстро заменить без необходимости разгерметизации централизованных гидрогазовых систем и слива рабочей жидкости.

Однако далеко не так очевидна экономия массы при установке силовых приводов с питанием от системы электроснабжения вместо электрогидравлического рулевого привода (ЭГРП). По данным на 2006 год, выигрыш в массе на самолете F-35 составил около 300 lb, т.е. примерно 140 кг, что составляет 0,5 % от взлетной массы самолета или чуть более 1 % от массы пустого [80]. Однако чуть позже было объявлено, что мощность основного генератора системы электроснабжения самолета будет повышена на 33 %. Это означает увеличение его массы, следовательно, даже заявленный выигрыш в 140 кг от применения электрифицированных приводов не будет достигнут и может быть нивелирован ещё и увеличением массы планера вследствие необходимости интеграции в него более объёмных агрегатов, а также необходимостью иметь на борту достаточный запас хладагента (топлива).

Применение электрогидростатических рулевых приводов (ЕНА), согласно данным работ [95, 96], позволит снизить энергопотребление централизованной гидросистемы благодаря тому, что общий коэффициент полезного действия (КПД) передачи энергии от силовой установки самолета к ЕНА несколько выше, чем у электрогидравлического привода.



Рисунок 1.8 - Двухканальный ЭГСтП (разработки фирмы «Parker») горизонтального оперения истребителя-бомбардировщика F-35

С целью улучшения массо-габаритных характеристик ЭГСтП проводились работы по применению в его конструкции электродвигателя на постоянных магнитах с матричным конвертером (Рисунок 1.9), описание которых приведено в [101]. Матричный конвертер предназначен для регулирования скорости вращения реверсивного электродвигателя в пределах 9600 об/мин, а также для обеспечения его работы в режиме регенерации, когда вращение вала электродвигателя замедляется [101]. Преимущество матричного конвертера перед другими устройствами того же назначения – меньшая масса и габариты. По результатам исследований, матричный конвертер обеспечивает работу привода с динамическими характеристиками, удовлетворяющими требованиям к приводу элерона самолета типа А-320, в полосе частот входных сигналов от 50 до 800 Гц.



Рисунок 1.9 - Демонстратор ЭГСтП элерона с матричным конвертером, испытанный в составе системы управления самолета А-320

### 1.4.2 Интегрированный приводной блок

Другой вариант реализации принципов электрогидростатического привода – интегрированный приводной блок. В отличие от ЭГСтП, интегрированный приводной блок использует нереверсивный электродвигатель с постоянным числом оборотов, приводящий насос переменной подачи, который и управляет подачей жидкости к гидроцилиндру (Рисунок 1.10). При постоянной скорости вращения мотора, механизм управления изменяет угол наклона шайбы насоса, и таким образом плавно изменяет подачу жидкости в цилиндр. Когда шайба проходит нейтральное положение, подача жидкости меняет направление, приводя к изменению направления действия гидроцилиндра. Привод такого типа не нуждается в силовой электронике для управления мотором. Асинхронные электродвигатели переменного тока подключены непосредственно к сети системы электроснабжения самолета и работают синхронно с частотой тока в сети. Его преимущества:

- тепловые характеристики интегрированного приводного блока в меньшей степени зависят от внешней нагрузки и частоты отклонения управляющей поверхности;

- не требуется силовая электроника.

Недостатки:

- постоянно работающие электродвигатель и насос выделяют тепло в течение всего полёта ЛА;

- электродвигатели способны вызывать искажения тока в системе электроснабжения самолета, в особенности – локальные (на той шине, которую использует данный привод). Эти искажения могут оказывать отрицательное влияние на слаботочную электронику, запитанную от той же шины. Следовательно, нужно решать вопросы электромагнитной совместимости агрегатов.

Приводы этого типа были отработаны в лётных испытаниях военно-транспортного самолёта Airbus A-400M на надёжность и эксплуатационную технологичность продолжительностью более 1000 лётных часов, будучи установленными в канале управления креном.

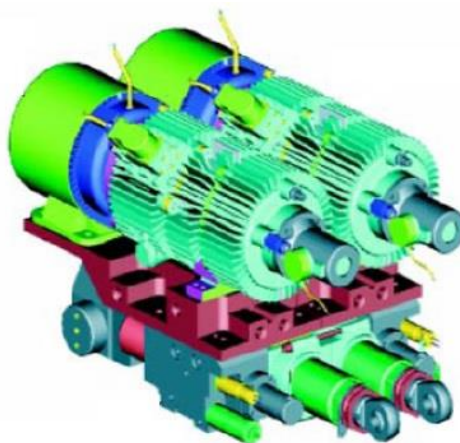


Рисунок 1.10 - Внешний вид интегрированного приводного блока

### 1.4.3 Комбинированный рулевой привод (ЕВНА)

Комбинированные рулевые приводы (далее по тексту используется англоязычная аббревиатура ЕВНА - Electrical Back-up Hydraulic Actuator) в штатном режиме получают гидропитание от централизованной гидравлической системы самолёта и работают как ЭГРП, а в случае её отказа – от насоса переменной подачи, приводимого в действие электродвигателем (как ЭГСтП). ЕВНА также содержит в себе автономный блок питания с гидрокомпенсатором и электрогидравлический усилитель.

Принципиальная схема комбинированного привода спойлера самолета А-380 показана на Рисунке 1.11. Конструктивно привод состоит из общего гидроцилиндра, управляемого в основном режиме электрогидравлическим усилителем типа «струйная трубка», и компонентов электрогидростатического привода [9]. Переключение режимов осуществляется механическим клапаном, срабатывающим по падению давления нагнетания, при этом срабатывает электрический сигнализатор. Также в состав привода входит гидрозамок,

обеспечивающий приведение спойлера в убранное положение при полном отказе привода [9].

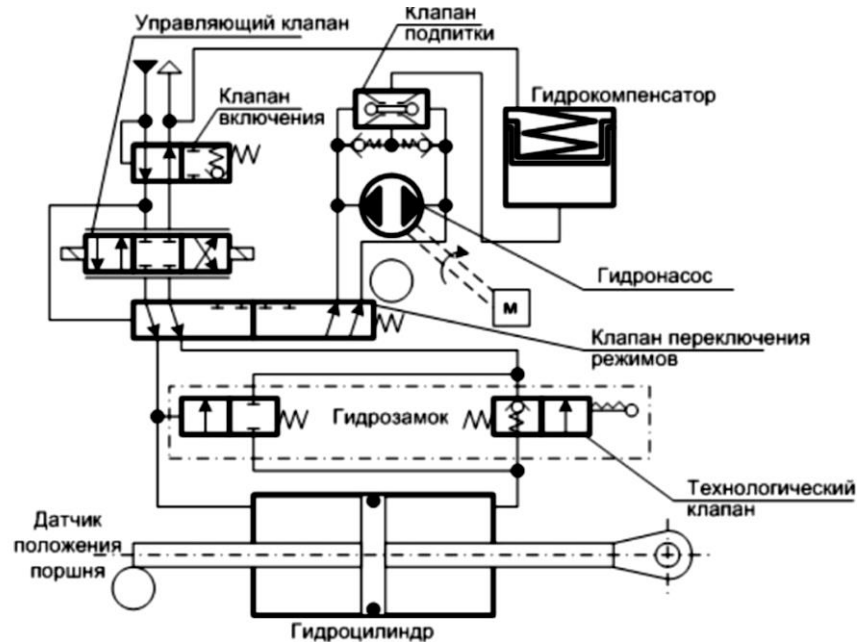


Рисунок 1.11 - Принципиальная схема комбинированного привода спойлера самолета А-380

Преимущества комбинированного привода:

- в отличие от автономных приводов ЭГСтП и IAP, в ЕВНА отсутствует проблема повышенной теплонапряжённости агрегата при штатном питании от централизованной гидросистемы;
- уровень отказобезопасности выше, чем у ЭГСтП, поскольку осуществляется резервирование разнородными источниками питания.

Недостатки комбинированного привода:

- большие габариты и масса по сравнению с ЭГСтП и ЭГРП;
- низкая удельная мощность, которая обусловлена дополнительным весом автономного блока питания, перевозимого «мёртвым грузом» при штатной работе от централизованной гидросистемы. Энергоотдача привода мощностью 4,5..8 кВт составляет около 78..118 Вт/кг [4].
- худшие по сравнению с ЭГРП динамические характеристики в области малых входных сигналов (0,25..5 % от максимального уровня) и меньшая динамическая жёсткость при работе от электрического источника питания.

Наличие зоны нечувствительности обусловлено нижним пределом устойчивой скорости вращения вала электродвигателя.



Рисунок 1.12 - Комбинированный привод фирмы «Liebherr-Aerospace» для управления спойлерами А-380

### **1.5 Проблема тепловой напряжённости электрогидростатических приводов**

Общим коренным недостатком всех электрифицированных силовых приводов является тепловыделение, превосходящее эквивалентные по мощности гидравлические приводы, особенно при длительном воздействии на поверхность управления статических нагрузок. Рассеивание тепла через конструкцию затруднительно, в особенности в свете тенденции перехода от металлической конструкции к конструкции из композиционных материалов. Обеспечение обдува воздухом (принудительное охлаждение) также нежелательно из-за связанного с ним ухудшения аэродинамики и технического усложнения конструкции. В результате приходится полагаться на естественную конвекцию в пределах локального объема. На значительных высотах, хотя температура окружающей среды и ниже, уменьшенная плотность воздуха и его пониженная теплоёмкость затрудняют рассеивание тепла.

В условиях таких ограничений могут стремительно развиваться весьма высокие температуры, в особенности при применении электромоторов высокой

мощности. Испытания, проведенные фирмой TRW, показали, что в течение нескольких секунд после запуска температура электромотора может достичь 120 °С. Следовательно, тепловой режим работы электрифицированных приводов более напряжен и является одним из основных факторов, влияющих на принятие технических решений. Следует проводить анализ тепловых режимов привода для всего полётного цикла и, в особенности, для наихудшего расчётного случая в аварийных условиях.

На истребителе-бомбардировщике F-35 отвод тепла производится посредством топлива с помощью специальной бортовой системы терморегулирования, так как на этом малозаметном самолёте нежелательна организация дополнительных воздухозаборников для охлаждения оборудования. Суммарная тепловая напряженность бортовых систем накладывает на F-35 ограничения по времени нахождения на земле с запущенным двигателем (не более 60 минут) и по осуществлению полёта на малой высоте (в особенности – на больших скоростях), а также вызывает необходимость иметь при посадке запас топлива, достаточный для охлаждения бортовых систем. Тепловые нагрузки, возникающие на F-35, в пять раз больше, чем на истребителе четвёртого поколения F-16. Средствами снижения тепловой напряжённости являются рекуперация электрической энергии и адаптивное использование нескольких средств отвода тепла, включая топливо, воздушные теплообменники с малозаметными воздухозаборниками, а также теплообменники во внешнем контуре двигателя [79].

## **1.6 Применение локальных гидросистем на транспортных самолётах**

Опыт создания таких транспортных самолётов европейского консорциума Airbus, как A-340, A-350, показал, что установка автономных силовых приводов с питанием от системы электроснабжения ЛА целесообразна на органы управления полётом, расположенные в хвостовой части самолёта и наиболее удалённые от блоков питания гидрогазовых систем, расположенных в центроплане, – руль



направления, рули высоты и переставной стабилизатор. Это позволяет отказаться от прокладки длинных трубопроводных магистралей вдоль всего фюзеляжа, заменив их более лёгкими электрическими силовыми кабелями. Другие преимущества данных мероприятий при сохранении на ЛА централизованной гидросистемы – снижение установочной мощности её блока питания благодаря отсутствию потерь по длине в трубопроводах подвода питания к РН и РВ; упрощение охлаждения рабочей жидкости; обеспечение требований по динамической жесткости и чувствительности приводов; упрощение проблем пожаробезопасности самолета. Такая концепция рассматривалась фирмами Moog и Eaton и предполагала использование локальных гидросистем совместно с централизованными.

Другим примером является самолет Boeing 757. Один из каналов ГС, получающий энергию от электроприводного насоса (ЭПН), может быть разделён на две-три локальные независимые части также с ЭПН, но меньшей мощности [56, 65].

В изображённой на Рисунке 1.13 структуре силовой системы управления А-340 энергия к рулевым приводам, находящимся в «хвосте», поступает только электрическая, ЭГРП обслуживают руль высоты, а приводы ЕВНА потребляют гидравлическую энергию от насосных станций и электрическую от электросистем. Установка на односекционный руль направления двух приводов ЕВНА вместо трёх ЭГРП удовлетворяет сертификационным требованиям по надёжности, поскольку в отличие от гидрогазовых систем в электрических системах допускается переключение независимых контуров, и тогда вероятность отказа резервированной электросистемы составляет  $1 \times 10^{-8}$  [1/ч]. Чтобы избежать взаимонагружения приводов на руле направления, используется коррекция сил на основе измерения перепада давления в рабочих камерах приводов. Такая мера наряду с установкой на каждую секцию руля высоты одного привода ЭГСтП и одного ЭГРП (вместо двух ЭГРП) позволила создать отказобезопасную архитектуру системы рулевых приводов, содержащую две централизованные гидросистемы вместо прежних трёх, и обеспечила суммарное снижение веса для

среднемагистрального самолёта на 140..160 кг (использовались весовые данные приводов, производимых фирмами «Goodrich» и «Liebherr»).

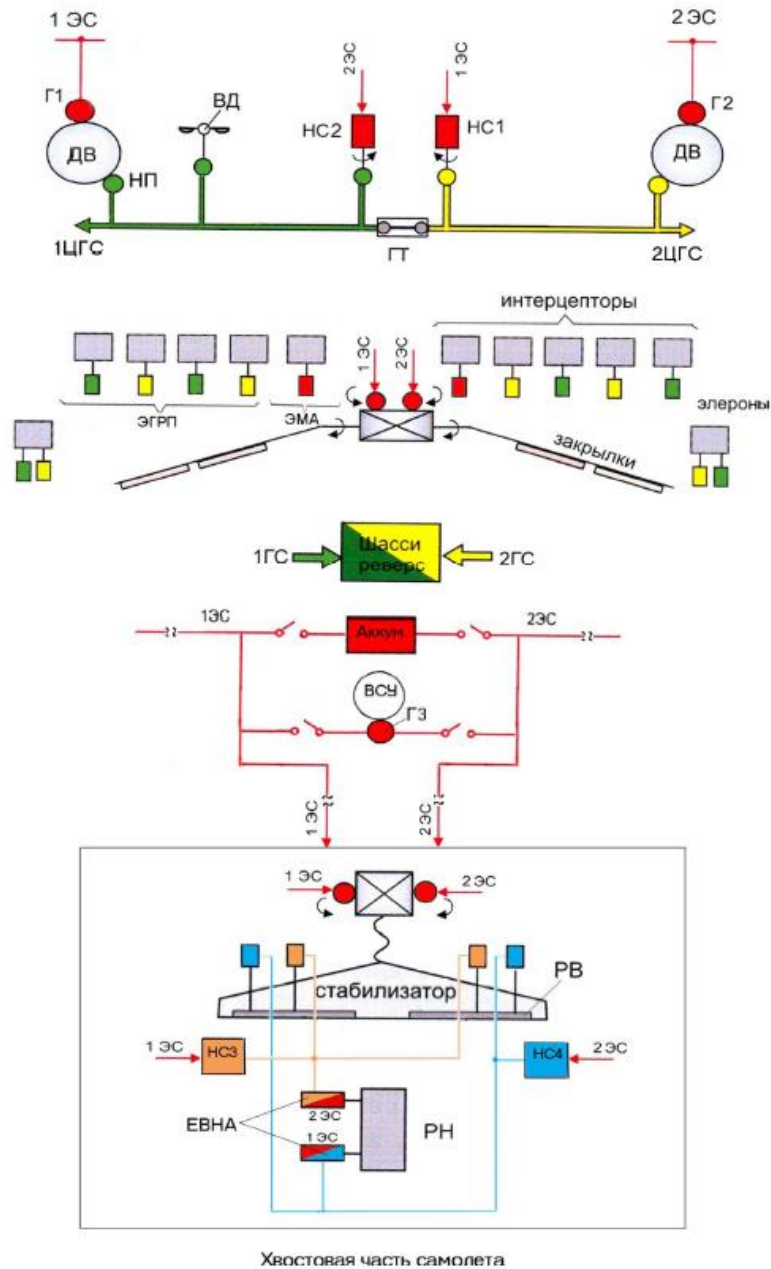


Рисунок 1.13 - Структура силовой системы управления пассажирского самолёта Airbus A-340

По оценкам Моог масса хвостовой части силовой системы управления увеличится на 53 кг, поскольку добавится масса насосных станций и утяжеление приводов. Заявленный выше выигрыш обеспечивается отсутствием трубопроводов и их крепежа в фюзеляже, освобождением объема, занимаемого трубами, устранением третьей централизованной гидросистемы [37].

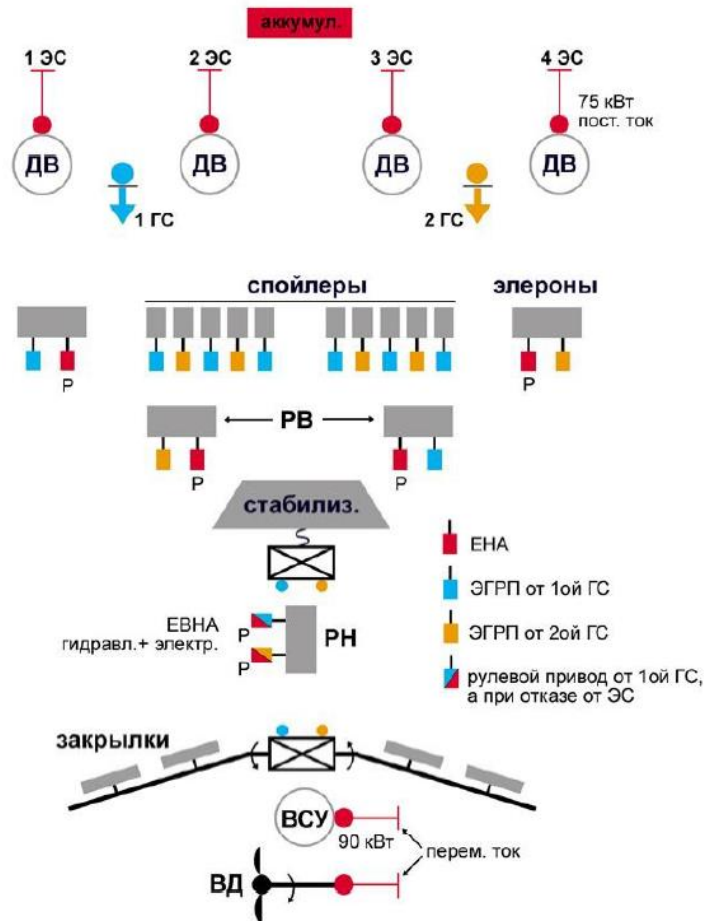


Рисунок 1.14 - Структура силовой системы управления транспортного самолёта Airbus A-400M



Рисунок 1.15 - Типы приводов рулевых поверхностей самолёта А-400М

На двухпалубном пассажирском самолёте Airbus A-380 также был выполнен переход от трёх независимых гидросистем к двум (Рисунок 1.16); на нём предусмотрено разнородное резервирование энергопитания систем управления: две независимые централизованные гидросистемы с обычными гидроприводами и

два электрических контура с электрогидравлическими автономными и комбинированными рулевыми приводами [65, 87].

Двухсекционным рулем направления управляют по два комбинированных привода на секцию, каждой из четырех секций руля высоты управляют по одному ЭГРП и по одному комбинированному приводу, каждой из секций спойлеров управляет либо ЭГРП, либо комбинированный привод. При такой конфигурации самолет сохраняет управляемость как при отказе двух гидросистем за счет автономных каналов приводов, так и при любом количестве электрических отказов за счет работы гидроприводов, а также при отказе всех двигателей за счет питания гидросистемы от насоса, приводящегося во вращение «ветряком» [9].

Кроме того, на А-380 впервые в гражданском авиастроении номинальное давление в гидросистемах было повышено с традиционных 21 МПа до 35 МПа. Эти мероприятия, по информации разработчиков А-380, позволили уменьшить общую длину гидравлических трубопроводов и снизить массу самолёта на 450 кг [65].

Использование электрической энергии для работы рулевых приводов системы управления полётом вынуждает конструкторов изыскивать пути повышения надёжности системы электроснабжения самолёта. На А-380 эта задача решается многократным резервированием источников электроэнергии: в случае отказа трёх двигательных генераторов запускается вспомогательная силовая установка, обеспечивающая работу своего генератора на всех эксплуатационных высотах полёта; в случае отказа четырёх двигательных генераторов выпускается аварийная ветряная турбина, обеспечивающая необходимый минимум электропитания для управления рулями. Но если и «ветряк» отказал, то остаются только аккумуляторы, а если и аккумуляторная шина отказала, то электропитание системы управления обеспечивается от генераторов на постоянных магнитах, вырабатывающих электроэнергию от авторотации двигателей [65].

В Таблице 1.1 (источник – [9]) приведены массовые и ресурсные характеристики различных типов приводов, разработанных компанией Liebherr для самолета А-380.

Таблица 1.1 – Массовые и ресурсные характеристики приводов А380

Поверхность	Тип привода (разр. Liebherr, Goodrich)	Масса, кг	Ресурс, л.ч
Руль направления	ЭГРП	15	70000
	Комбинированный	31,2	50000
Руль высоты	ЭГРП	11,3	70000
	Комбинированный	23,6	70000
Элерон	ЭГРП	11,8	75000
	Комбинированный	27,2	62000
Спойлеры	ЭМП	24,5	33000
	Гидроцилиндр	6,4	130000
	Агрегат управления	3,6	170000
Тормозные щитки	ЭМП	17,2	33000
	Гидроцилиндр	4,5	130000

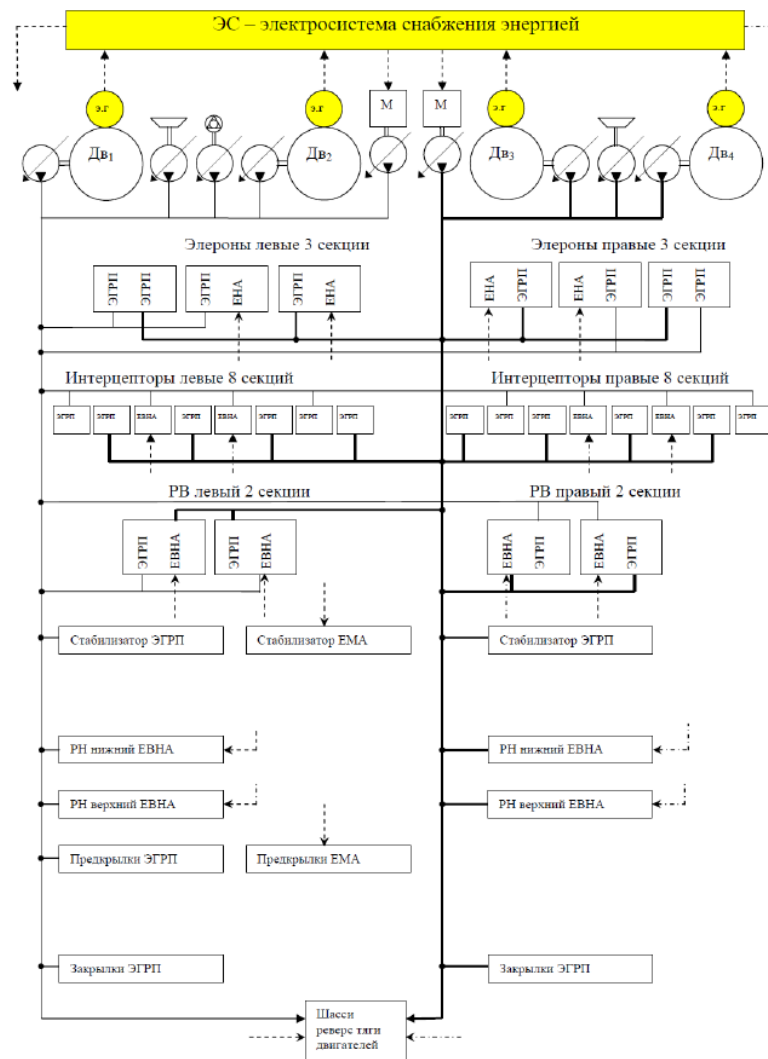


Рисунок 1.16 - Структура силовой системы управления Airbus A-380. Тонкими линиями обозначены магистрали первой «зелёной» гидросистемы, толстыми – второй «жёлтой».

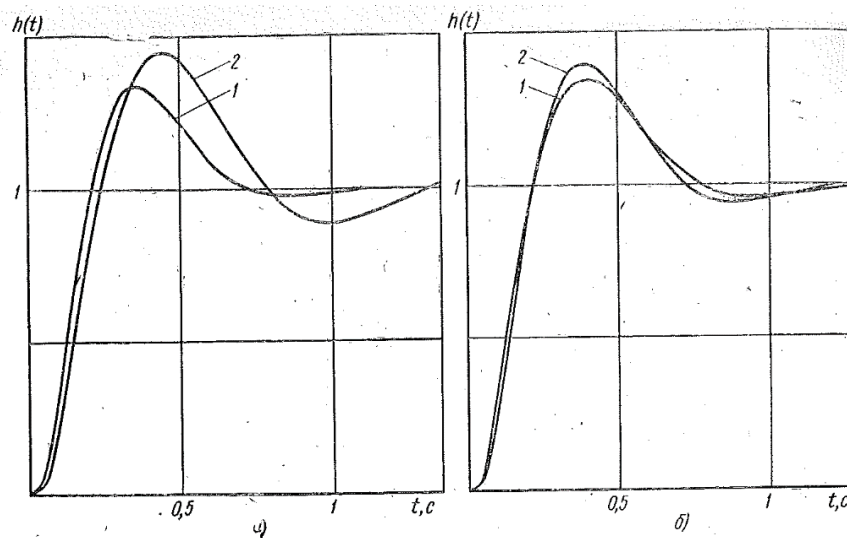
## 1.7 Проблема перегрева рабочей жидкости в автономных приводах

Одна из причин задержки внедрения АРП на самолёты заключена в том, что тепловыделения приводов большой мощности создают неприемлемый перегрев рабочей жидкости. Минимальный объём жидкости, заключённый в магистралях привода и в рабочих полостях гидронасоса, не позволяет провести интенсивный теплообмен с окружающей средой и тем самым ограничивает максимальную температуру рабочей жидкости в приводе. Традиционно применяемые в централизованных гидросистемах топливно-масляные теплообменные аппараты не могут быть адаптированы под габариты АРП, к тому же они будут требовать подвода к каждому из них магистралей с хладагентом, что в большинстве случаев реализовать невозможно [66]. Использование других средств охлаждения жидкости, например, испарительной или воздушной системы охлаждения, значительно усложняет конструкцию привода и сводит на нет все его преимущества.

Проблема тепловой напряженности автономных приводов рассмотрена в работах [77, 78, 89, 90, 92, 93, 99], где рассматриваются такие классы конструкций приводов, как электрогидравлические компактные приводы (ECD), привод с прямым управлением (DDH), сервопривод с независимым гидропитанием (PRA) и электрогидростатический привод (ЕНА). В качестве основных методов исследования эти авторы применяли имитационное моделирование динамических систем на основе численных методов решения дифференциальных уравнений, а также моделирование методами вычислительной гидродинамики (CFD).

Проблема нагрева рабочей жидкости в гидроприводе рассматривалась в работе [41], где для ее решения предлагалось ввести зависимость коэффициента усиления корректирующей обратной связи от температуры жидкости по линейному закону. На практике это реализуемо, например, с помощью делителей с термосопротивлениями. Другой способ – изменение передаточной функции обратной связи по условию приближенного равенства нулю функции чувствительности от температуры. Практически это возможно осуществить при

помощи обычных технических средств: тахогенераторов, датчиков давления и расхода, RC-цепей и т. п. Авторами работы предложена методика синтеза малочувствительных к изменению температуры жидкости электрогидравлических приводов с использованием метода логарифмических частотных характеристик. Сравнительный анализ переходных процессов в приводе для температур жидкости  $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$  и  $82\text{ }^{\circ}\text{C}$  показал, что введение температурной зависимости в коэффициенте усиления обратной связи существенно снижает чувствительность привода к изменению температуры жидкости (Рисунок 1.17).



Графики переходных процессов ЭГСП:

*a* – исходного; *b* – малочувствительного; 1 – при  $t^{\circ} = -2^{\circ}\text{C}$ ; 2 – при  $t^{\circ} = +82^{\circ}\text{C}$

Рисунок 1.17 – Графики переходных процессов ЭГСП с температурной зависимостью в коэффициенте усиления обратной связи

Еще одним решением данной проблемы представляется адаптивное к нагрузке средство управления автономным приводом. В АРП, оснащённом таким устройством, электроприводной насос генерирует гидравлическую мощность только для преодоления фактической аэродинамической нагрузки, действующей на привод. На Рисунке 1.18 показано сравнение АРП с объёмным регулированием и традиционного ЭГСП с дроссельным регулированием при работе на взлётном режиме, когда внешняя нагрузка составляет примерно 20 % от максимальной, что соответствует точке 3. Тогда потребная мощность идеального АРП с объёмным регулированием равна площади заштрихованной фигуры 1, а потребная мощность

ЭГСП равна суммарной площади фигур 1 и 5. Избыток мощности (площадь фигуры 5) затрачивается в ЭГСП на дросселирование и нагрев рабочей жидкости в золотниковых распределительных устройствах.

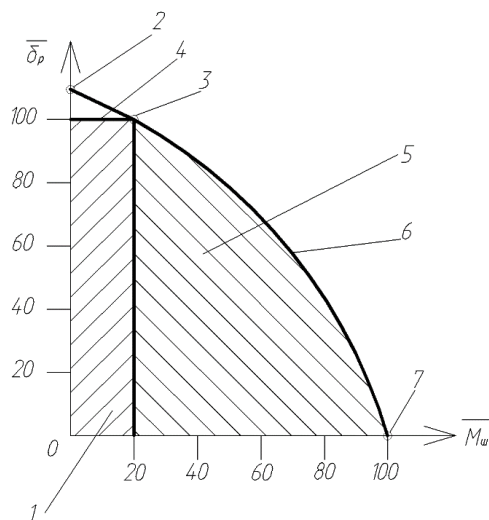


Рисунок 1.18 - Сравнение АРП и ЭГСП:

$\bar{\delta}_p, \bar{M}_ш$  – соответственно скорость отклонения рулевой поверхности и шарнирный момент (в %), 1 – необходимая мощность АРП на взлётном режиме, 2 – скорость холостого хода, 3 – точка работы привода на взлётном режиме, 4 – механическая характеристика идеального АРП на взлётном режиме, 5+1 – необходимая мощность ЭГСП на взлётном режиме, 6 – механическая характеристика ЭГСП, 7 – усилие торможения.

Работа адаптируемого к нагрузке АРП может выполняться с помощью обычного насоса переменной подачи с постоянной частотой вращения, применяемого почти на всех самолётах, но оснащённого или золотником ограничителя скорости, обеспечивающим пологую регулировочную характеристику насоса (Рисунок 1.19), или электрически управляемым клапаном. Как видно из характеристики насоса 2, широкодиапазонный регулятор расхода регулирует подачу насоса вдоль фиксированной пологой наклонной линии. В одних случаях применение такого АРП может дать удовлетворительный результат, а в других случаях зависимость скорости от нагрузки привода может меняться в слишком широких пределах, чтобы можно было предотвратить перегрев привода. Электроуправляемый регулятор подачи можно



запрограммировать так, чтобы на любом этапе полёта получать наиболее экономичное сочетание давления и подачи жидкости [66].

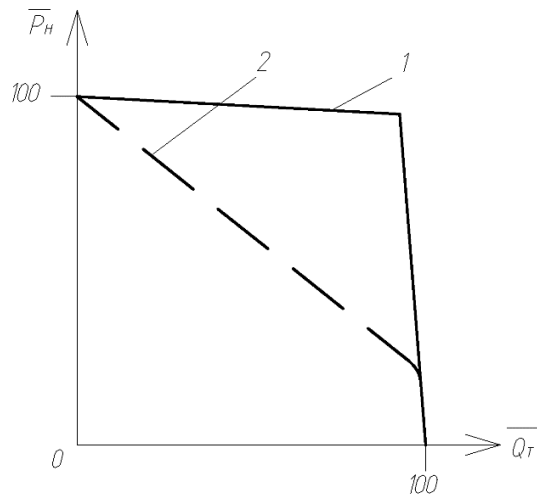


Рисунок 1.19 -  $\bar{P}_H$ ,  $\bar{Q}_T$  – соответственно давление нагнетания и подача (в %), 1 – «крутая» характеристика насоса переменной производительности, 2 – «пологая» характеристика

На Рисунке 1.20 представлена характеристика электроуправляемого насоса переменной подачи, где под кривой на заштрихованной площади реализуются все возможные сочетания параметров насоса для удовлетворения требований по нагрузке и скорости АРП на всех режимах полёта при минимизации нагрева жидкости [66].

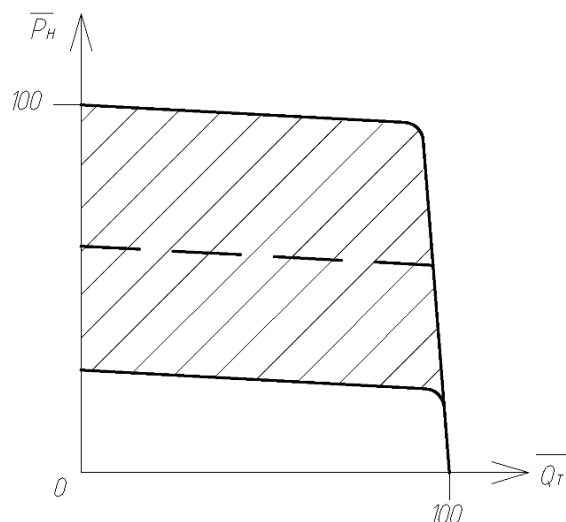


Рисунок 1.20 - Характеристика насоса адаптивного к нагрузке привода: штриховкой обозначена область работы регулятора, пунктирной линией – одна из возможных характеристик насоса

Применение реверсивного электродвигателя с регулируемой частотой вращения, который приводит в действие нерегулируемый реверсивный аксиально-поршневой насос, является ещё одним путём реализации концепции адаптивного привода. Минимизация мощности в этом случае осуществляется управляемым электродвигателем, развивающим достаточные крутящий момент и частоту вращения для того, чтобы привод удовлетворял заданным требованиям. Когда параметры нагрузки и частоты вращения снижаются до нуля, электродвигатель останавливается, исключая, таким образом, все потери энергии в насосе и электродвигателе [66]. Однако не решаются проблемы:

- уменьшения размеров серворегуляторов электродвигателя;
- доведения ресурса агрегата до заданной величины при существенном влиянии на ресурс старт-стопных и реверсивных циклов;
- обеспечения заданных динамических характеристик, жёсткости и общей надёжности привода [66].

Трудности достижения приемлемой чувствительности привода и точности отработки им малых сигналов напрямую связаны с качеством регулирования скорости вращения бесколлекторных электродвигателей постоянного тока в области малых скоростей. В области малой скорости вращения ротора возникает зона нечувствительности. Чем выше нижний предел устойчивой скорости вращения вала двигателя, тем шире зона нечувствительности привода в целом [66].

Из приведенного в данной главе обзора работ можно сделать следующие выводы:

1) В существующих и находящихся в последней стадии разработки транспортных самолетах не осуществлен переход на электрический привод органов аэродинамического управления – гидравлический привод остается основным. В тех случаях, когда применяется резервирование приводов по питанию, именно электрическая система является резервной.

2) Повышение электрификации боевого самолета является весьма неоднозначным, рискованным решением. Хотя и существует тенденция к

совершенствованию электрических систем боевых самолетов, однако, среди зарубежных тактических боевых самолетов, созданных в последнее время, только истребитель-бомбардировщик F-35 отличается повышенным уровнем электрификации. При этом разработчикам не удалось в должной мере оценить влияние интеграции инновационных общесамолетных систем на массу планера. В результате выигрыш в массе (если таковой вообще имел место) оказался значительно меньше предполагаемого.

3) На транспортном самолёте целесообразно уменьшить количество централизованных гидросистем с трёх до двух, при этом управление рулями в хвостовой части самолёта должно осуществляться приводами с комбинированным питанием (типа ЕВНА), чтобы удовлетворять требованиям по отказобезопасности.

4) Областью применения электромеханических приводов представляется беспилотная авиационная техника взлётной массой до 5 т, поскольку их отказобезопасность достаточна для данной категории летательных аппаратов, а установка на них гидравлических или пневматических энергетических систем нецелесообразна с точки зрения массы и сложности эксплуатации. Использование электромеханических приводов на пилотируемых самолётах возможно для выпуска/уборки механизации крыла и перемещения переставного стабилизатора, поскольку высоких динамических характеристик и больших скоростей перекладки эти органы управления не требуют, а достигнутый уровень надёжности приводов достаточен с учетом кратковременности и периодичности функционирования этих органов [37].

5) Необходимость осуществлять электропитание автономных рулевых приводов в аварийных условиях при остановке двигателей самолёта или отказе в системе электроснабжения вынуждает прибегнуть к многократному дублированию источников электрической энергии.

6) Повышения энергетической эффективности гидросистемы ЛА можно добиться тем, чтобы характеристики источника питания и самого привода являлись адаптивными к режиму нагружения.

## ГЛАВА 2 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ И ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИХ РУЛЕВЫХ ПРИВОДАХ

### 2.1 Математическая модель дроссельного гидропривода с цилиндрическим золотником

Математические модели гидропривода поступательного движения с дроссельным регулированием подробно представлены в работах [1, 6, 16, 31, 45, 52]. При описании процессов в гидроприводах используют фундаментальные понятия и уравнения механики твердого тела, механики жидкости. Если в уравнениях переменные не зависят от времени (уравнения статики), то состояние системы называют установившимся, если зависят – то неустановившимся. При этом установившиеся состояния могут иметь место при движении частей системы, например, при поступательном движении выходного звена гидроцилиндра с постоянной скоростью [45]. Для всех элементов и частей системы используются уравнения связи (баланса расходов) и уравнения динамики (второго закона Ньютона).

Гидропривод как объект управления (Рисунок 2.1) включает в себя гидродвигатель (гидроцилиндр (ГЦ)) и устройство, регулирующее его движение (как правило, золотниковый гидрораспределитель с цилиндрическим золотником).

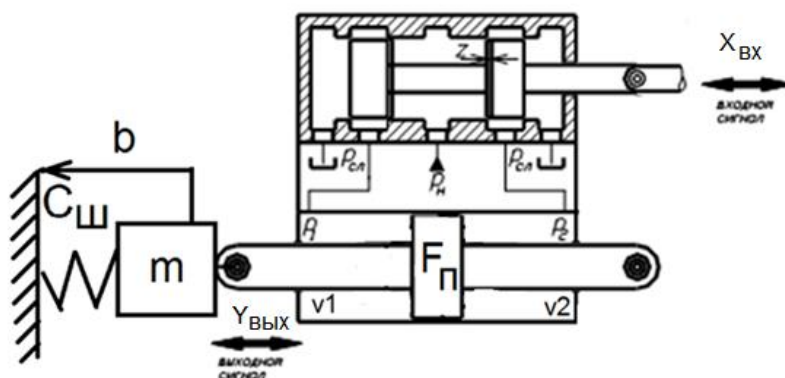


Рисунок 2.1 – Расчетная схема дроссельного гидропривода в жесткой постановке модели

Гидроцилиндр с двусторонним штоком, нагрузка на его выходное звено принята инерционной (масса  $m$ ), позиционной (пружина с жесткостью  $C_{ш}$ ) и в виде трения (вязкое трение с коэффициентом  $b$ ). В модели две степени свободы – перемещение штока гидроцилиндра  $Y_{6blx}$  и перемещение золотника  $x_{6x}$ .

Первое уравнение математической модели – уравнение движения штока ГЦ,

$$m \frac{d^2 Y_{6blx}}{dt^2} = p_{д} F_{п} - b \frac{dY_{6blx}}{dt} - C_{ш} Y_{6blx}, \quad (2.1)$$

где  $p_{д}$  – перепад давлений на поршне ГЦ,  $F_{п}$  – эффективная площадь поршня.

$$p_{д} = p_1 - p_2 \quad (2.2)$$

Скорость движения поршня ГЦ регулируется изменением расходов жидкости, поступающей в одну полость ГЦ и вытекающей из другой полости. На эту скорость влияет сжимаемость жидкости. При смещении золотника влево от нейтрального положения в левую полость ГЦ поступает жидкость с массовым расходом:

$$\rho Q_1 = \frac{d}{dt} \rho V_1, \quad (2.3)$$

где  $\rho$  – плотность жидкости,  $Q_1$  – объемный расход жидкости,  $V_1$  – объем жидкости в левой полости ГЦ.

Выполнив дифференцирование в правой части уравнения и сократив обе части на  $\rho$ , получаем:

$$Q_1 = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{E} \frac{dp_1}{dt}, \quad (2.4)$$

где  $E$  – объемный модуль упругости жидкости.

Объем  $V_1$  изменяется вследствие перемещения поршня, поэтому

$$dV_1 = F_{п} dY_{6blx}, \quad (2.5)$$

Если рассматривать малые по сравнению с полным ходом перемещения поршня ГЦ от нейтрального положения, то объемы  $V_1$  и  $V_2$  можно принять постоянными и равными  $V/2$ . При этом давления в полостях ГЦ близки к значению  $p_{nut} = (p_n - p_{cl})/2$ . Предполагая равенство гидравлических сопротивлений всех переменных дросселей (четырёх щелей) золотника,

мгновенные расходы в левую полость  $Q_1$  и из правой полости  $Q_2$  можно заменить одним значением  $Q_{\partial\partial}$ . Тогда уравнение расходов примет вид:

$$Q_{\partial\partial} = F_{II} \frac{dY_{\partial\partial x}}{dt} + \frac{V}{2E} \frac{dp_{num}}{dt} \quad (2.6)$$

Расход жидкости  $Q_{\partial\partial}$  определяется расходно-перепадной характеристикой золотникового гидрораспределителя (ЗГР)  $Q_{\partial\partial} = Q_{\partial\partial}(x_{\partial\partial}, p_{\partial})$ , которая является функцией перемещения золотника  $x_{\partial\partial}$  и перепада давления  $p_{\partial}$  в полостях ГЦ. В эту функцию входят удельные (отнесенные к единице перемещения золотника) проводимости открытых окон золотника  $G$ .

$$\begin{aligned} Q_{\partial\partial} &= Q_{\partial\partial}(x_{\partial\partial}, p_{II}) \\ Q_{\partial\partial} &= Gx_{\partial\partial} \sqrt{|p_n - p_1| \text{sign}(p_n - p_1)} \end{aligned} \quad (2.7)$$

Квадратный корень извлекается из модуля разности давлений на окне золотника, что исключает появление мнимых значений расхода. Изменение направления течения жидкости учтено функцией  $\text{sign}$ . Положительным считается такое перемещение золотника, которому соответствует принятое за положительное перемещение гидроцилиндра [24]. Удельная проводимость дроссельного окна вычисляется по формуле:

$$G = \mu \pi f_3 \sqrt{\frac{2}{\rho}}, \quad (2.8)$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода, зависящий от режима течения жидкости в дроссельной щели, для гидравлических жидкостей на минеральной основе при турбулентном режиме течения (число Рейнольдса более 2300) он принимается равным 0,7;  $f_3$  – площадь сечения дросселирующей щели.

Золотниковый гидрораспределитель представляет собой гидравлический мост с четырьмя регулируемыми дросселями (по два в линиях нагнетания и слива) и гидроцилиндром в диагонали моста (Рисунок 2.2). Гидроцилиндр компенсированного расхода, объемы полостей  $V_1 = V_2 = V/2$ .

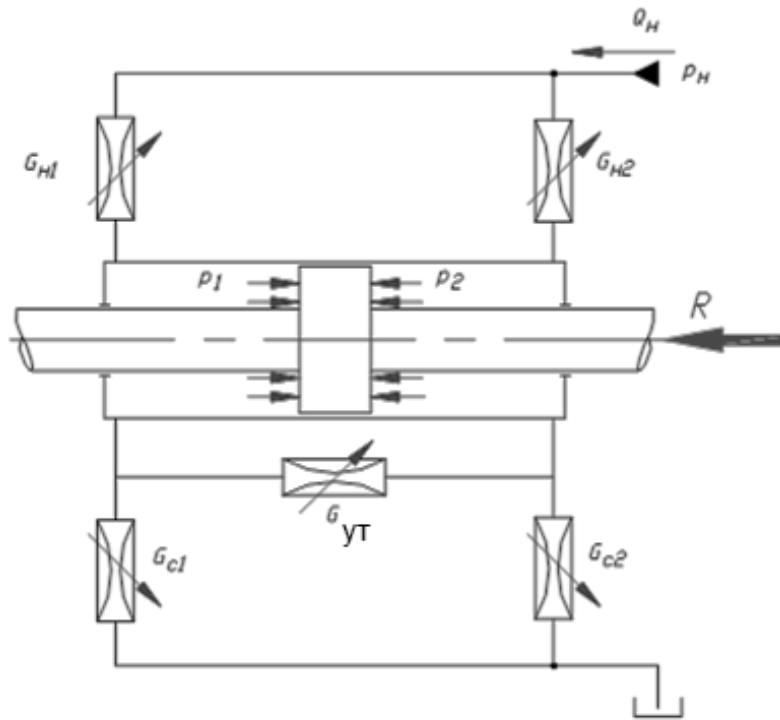


Рисунок 2.2 – Гидравлическая расчетная схема дроссельного гидропривода

Рассмотрим перемещение штока гидроусилителя при несимметричном выполнении управляющего золотника и наличии перетечек между полостями ГЦ. Запишем уравнение баланса расходов для каждой полости гидроусилителя.

$$G_{н1}(x_{вх})\sqrt{|p_n - p_1|} \operatorname{sign}(p_n - p_1) - G_{с1}(x_{вх})\left(\sqrt{|p_1 - p_c|}\right) \operatorname{sign}(p_1 - p_c) - G_{ут}(x_{вх})(p_1 - p_2) - \nu F = Q_{сж1} \quad (2.9)$$

$$\nu F + G_{н2}(z)\sqrt{|p_n - p_2|} \operatorname{sign}(p_n - p_2) + G_{ут}(z)(p_1 - p_2) - G_{с2}(z)\sqrt{|p_2 - p_c|} \operatorname{sign}(p_2 - p_c) = Q_{сж2}, \quad (2.10)$$

где  $G_{н1}$ ,  $G_{н2}$  – проводимости дроссельных щелей нагнетания,  $G_{с1}$ ,  $G_{с2}$  – проводимости дроссельных щелей слива,  $G_{ут}$  – условная проводимость утечек,  $Q_{сж1}$ ,  $Q_{сж2}$  – расходы, связанные со сжимаемостью жидкости, которые будут равны:

$$\bar{Q}_{сж1}(t) = \frac{V_1}{E} \frac{dp_1(t)}{dt} \quad (2.11)$$

$$\bar{Q}_{сж2}(t) = \frac{V_2}{E} \frac{dp_2(t)}{dt} \quad (2.12)$$

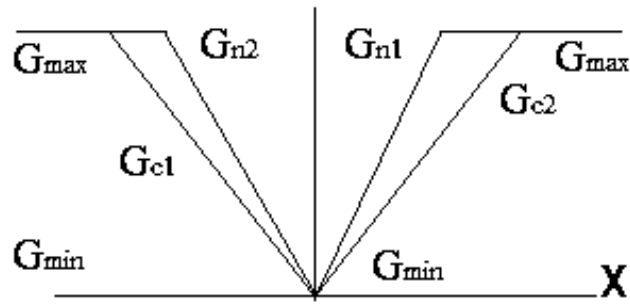


Рисунок 2.3 - Характеристика золотникового распределителя

Алгоритм управления проводимостями золотникового распределителя:

$$G_{c2} = \begin{cases} kG_{n1} \frac{p_2 - p_n}{(p_2 - p_n)_0} & \text{при } p_c \leq p_2 \leq p_n \\ 0 & \text{при } p_2 \geq p_n \text{ и } \frac{R}{F_n} \geq k^2 p_n \end{cases} \quad (2.13)$$

$$G_{c1} = \begin{cases} kG_{n2} & \text{при } p_c \leq p_1 \leq p_n \\ 0 & \text{при } p_1 \geq p_n \text{ и } \frac{R}{F_n} \leq -k^2 p_n \end{cases} \quad (2.14)$$

В данной модели не учитывается изменение модуля упругости жидкости вследствие наличия растворенного в ней воздуха, поскольку в современных авиационных гидросистемах закрытого типа содержание растворенного воздуха при штатном функционировании гидросистемы практически исключено, а также скорость динамических процессов в гидроприводе превышает скорости растворения и выделения газа в жидкости.

Такую модель можно упростить, линеаризовав функцию, описывающую расходно-перепадную характеристику ЗГР. От выбора точки, в окрестности которой линеаризуется эта характеристика, зависят условия использования уравнений гидропривода. Для идеального ЗГР расходно-перепадная характеристика не линеаризуется в окрестности  $x = 0, p_d \neq 0$ . В окрестности точки, для которой  $|x| \neq 0$ , такая линеаризация возможна, т.к. знак  $p_d$  заранее известен [24]. После линеаризации имеем:

$$\Delta Q_{об} = K_{Qx} \Delta x_{ex} - K_{Qp} \Delta p_d, \quad (2.15)$$



где

$$\begin{aligned}\Delta Q_{\partial\delta} &= Q_{\partial\delta} - Q_{\partial\delta 0} \\ \Delta x_{\text{ex}} &= x_{\text{ex}} - x_{\text{ex}0} \\ \Delta p_{\text{д}} &= p_{\text{д}} - p_{\text{д}0}\end{aligned}\tag{2.16}$$

Индексом 0 отмечены начальные значения величин, от которых рассматриваются отклонения переменных. Коэффициент передачи  $K_{Qx}$  называется коэффициентом усиления ЗГР по расходу,  $K_{Qp}$  - коэффициент скольжения расходно-перепадной характеристики по давлению. Опуская символы  $\Delta$ , получаем:

$$\begin{aligned}K_{Qx} &= \left. \frac{\partial Q_{\partial\delta}}{\partial x} \right|_{\substack{x_{\text{ex}}=x_{\text{ex}0} \\ p_{\text{д}}=p_{\text{д}0}}} = \left| G \sqrt{0,5(p_{\text{н}} - p_{\text{сл}} - p_{\text{д}0} \text{sign}(x_{\text{ex}0}))} \right| \\ K_{Qp} &= \left. \frac{\partial Q_{\partial\delta}}{\partial p_{\text{д}}} \right|_{\substack{x_{\text{ex}}=x_{\text{ex}0} \\ p_{\text{д}}=p_{\text{д}0}}} = \left| \frac{Gx_{\text{ex}0}}{4\sqrt{0,5(p_{\text{н}} - p_{\text{сл}} - p_{\text{д}0} \text{sign}(x_{\text{ex}0}))}} \right|\end{aligned}\tag{2.17}$$

В линеаризованном виде система уравнений дроссельного гидропривода имеет вид:

$$\begin{cases} m \frac{d^2 Y_{\text{вблх}}}{dt^2} = p_{\text{д}} F_{\text{п}} - b \frac{dY_{\text{вблх}}}{dt} - C_{\text{ш}} Y_{\text{вблх}} \\ K_{Qx} x_{\text{ex}} - K_{Qp} p_{\text{д}} = F_{\text{п}} \frac{dY_{\text{вблх}}}{dt} + \frac{V}{2E} \frac{dp_{\text{д}}}{dt} \end{cases}\tag{2.18}$$

## 2.2 Динамическая модель дроссельного гидропривода

В простейшем частном случае  $b = 0$ ,  $C_{\text{ш}} = 0$ ,  $r = 0$  система уравнений дроссельного гидропривода примет вид:

$$\begin{cases} m \frac{d^2 Y_{\text{вблх}}}{dt^2} = p_{\text{д}} F_{\text{п}} \\ K_{Qx} x_{\text{ex}} - K_{Qp} p_{\text{д}} = F_{\text{п}} \frac{dY_{\text{вблх}}}{dt} + \frac{V}{2E} \frac{dp_{\text{д}}}{dt} \end{cases}\tag{2.19}$$

На основе анализа системы уравнений строится передаточная функция дроссельного гидропривода, процесс детально представлен в работах [8, 24, 26, 52].

$$W(s) = \frac{Y_{\text{вх}}(s)}{x_{\text{вх}}(s)} = \frac{K_{\text{вх}}}{T_k^2 s^2 + 2T_k \xi_k s + 1}, \quad (2.20)$$

где  $K_{\text{вх}}$  - коэффициент усиления,  $T_k$  - постоянная времени,  $\xi_k$  - коэффициент относительного демпфирования.

$$K_{\text{вх}} = \frac{K_{Qx}}{F_n} \quad (2.21)$$

$$T_k = \sqrt{\frac{m}{C_2}} = \sqrt{\frac{m}{\left(\frac{2EF_n^2}{V}\right)}} = \sqrt{\frac{m}{\left(\frac{2EF_n^2}{0,5LF_n}\right)}} = \sqrt{\frac{mL}{4EF_n}} \quad (2.22)$$

$$\xi_k = \frac{\sqrt{mC_2} K_{Qp}}{2F_n^2}, \quad (2.23)$$

где  $C_2$  - гидравлическая жесткость, учитывающая сжимаемость жидкости,  $L$  - полный ход штока ГЦ.

$$C_2 = \frac{2EF_n^2}{V} \quad (2.24)$$

В частном случае  $b \neq 0$ ,  $C_u = 0$ ,  $r \neq 0$ :

$$\begin{cases} m \frac{d^2 Y_{\text{вх}}}{dt^2} = p_{\text{Д}} F_{\text{П}} - b \frac{dY_{\text{вх}}}{dt} - C_{\text{Ш}} Y_{\text{вх}} \\ K_{Qx} x_{\text{вх}} - K_{Qp} p_{\text{Д}} = F_{\text{П}} \frac{dY_{\text{вх}}}{dt} + r p_{\text{Д}} + \frac{V}{2E} \frac{dp_{\text{Д}}}{dt} \end{cases} \quad (2.25)$$

Передаточная функция:

$$W(s) = \frac{Y_{\text{вх}}(s)}{x_{\text{вх}}(s)} = \frac{K_{\text{вх}}}{s(T_k^2 s^2 + 2T_k \xi_{k1} s + 1)} \quad (2.26)$$

$$\xi_{k1} = \frac{\sqrt{mC_{\Gamma}} K_{Qp}'}{2F_n^2} + \frac{b}{2\sqrt{mC_{\Gamma}}} \quad (2.27)$$

$$K_{Qp}' = K_{Qp} + r \quad (2.28)$$

В частном случае  $b \neq 0$ ,  $C_{uu} \neq 0$ ,  $r \neq 0$ :

$$W(s) = \frac{Y_{\text{вх}}(s)}{X_{\text{вх}}(s)} = \frac{T_{uu} K_{vx}}{(T_{uu}s + 1)(T_k^2 s^2 + 2T_k \xi_{k2} s + 1)}, \quad (2.29)$$

где  $T_{uu}$  – постоянная времени нагрузки, равная:

$$T_{uu} = \frac{F_n^2}{K_{Qp} C_{uu}} \quad (2.30)$$

Структура привода рулевой поверхности включает в себя внутренний контур золотникового гидрораспределителя и внешний контур гидроцилиндра.

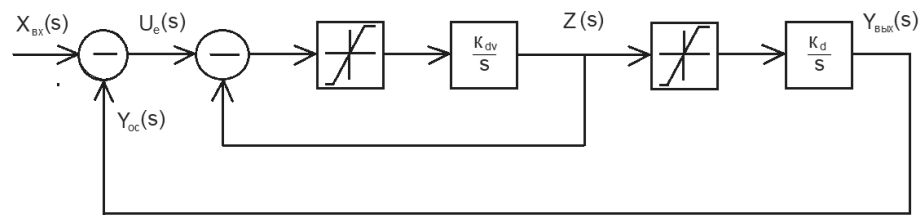


Рисунок 2.4 - Структурная схема привода рулевой поверхности

Золотниковый гидрораспределитель можно описать интегрирующим звеном и коэффициентом усиления  $k_{dv}$  (добротность), гидроцилиндр – коэффициентом усиления  $k_d$ .

Передаточная функция замкнутой системы имеет вид:

$$W(s) = \frac{Y_{\text{вх}}(s)}{X_{\text{вх}}(s)} = \frac{1}{\frac{1}{k_d k_{vd}} s^2 + \frac{1}{k_d} s + 1} \quad (2.31)$$

Постоянная времени

$$T_k = \sqrt{\frac{1}{k_d k_{vd}}} \quad (2.32)$$

Коэффициент относительного демпфирования

$$\xi_k = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{k_{vd}}{k_d}} \quad (2.33)$$

### 2.3 Модель блока питания с переменным уровнем давления нагнетания

На Рисунке 2.5 представлены две схемы системы регулирования насоса, в которых выполнена обратная связь по давлению нагнетания, а пружинная полость золотника управления подключена к средней точке делителя давления. Делитель давления выполняется в виде дросселя и электроуправляемого клапана.

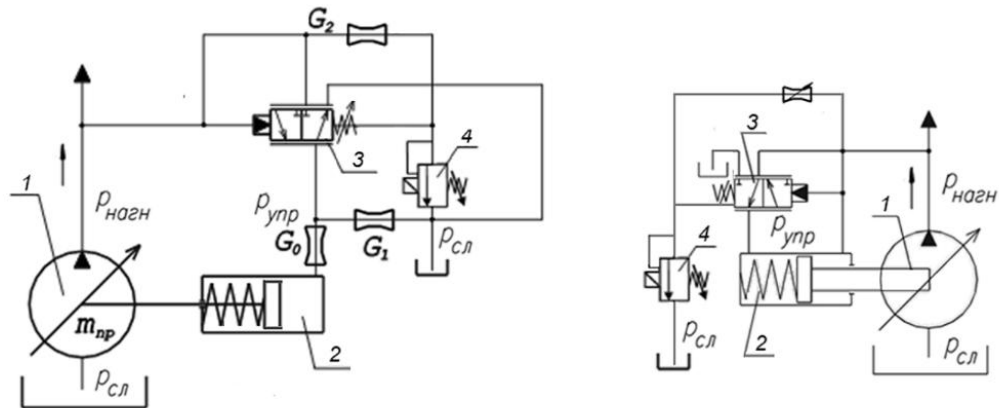


Рисунок 2.5 - Система управления подачей насоса: 1 - насос, 2 - сервоцилиндр, 3 - управляющий золотник, 4 - клапан

Расходная характеристика насоса  $P_n(Q)$  при различных сигналах управления клапаном делителя давления  $U_{упр1} \dots U_{упр4}$  приведена на Рисунке 2.6.

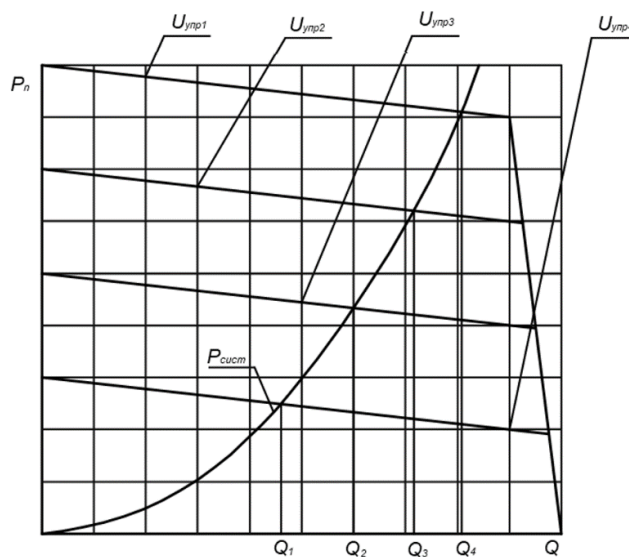


Рисунок 2.6 - Расходная характеристика насоса

К актуальным задачам при проектировании блоков питания с переменным уровнем давления относится выбор конструктивных и гидродинамических параметров системы регулирования, которые обеспечивают приемлемое качество переходного процесса. Максимальное давление в полости регулятора выбирается равным  $\bar{p}_{\text{упр}} = 0,2 \dots 0,25 \bar{p}_0$ , при заданном времени перехода насоса из режима минимальной подачи в максимальную ( $T_{\text{зад}}$ ) и соответствующем моменте на регуляторе определяется площадь поршня цилиндра управления подачей насоса [22]. Время перехода насоса из режима максимальной подачи в минимальную и, наоборот, составляет обычно  $T_{\text{зад}} = 0,05 \dots 0,1$  с [20]. Для широкого круга авиационных насосов, подачи которых лежат в диапазоне  $Q_T = 10 \dots 250$  л/мин, диаметры управляющего золотника  $d_{\text{зол}} = 4 \dots 5$  мм [22].

Минимальное время переходного процесса для уменьшения подачи насоса определяется минимальным перепадом давления на дросселе по нагнетанию управляющего золотника и его сопротивлением. В то же время минимальное время переходного процесса для увеличения подачи насоса определяется пружиной регулятора и сопротивлением переменного дросселя по сливу. Одинаковое время переходных процессов, как для уменьшения, так и для увеличения подачи насоса обеспечивается одинаковыми перепадами давления на переменных дросселях [22].

Одинаковые перепады давления на переменных дросселях можно получить выбором минимального давления нагнетания насоса в диапазоне:

$$\bar{p}_{n \text{ min}} = 2\bar{p}_{\text{упр}} = 0,4 \dots 0,5 \bar{p}_0 \quad (2.34)$$

Таким образом, диапазон изменения давления нагнетания лежит в пределах:

$$\bar{p}_n = 0,4 \dots 1,0 \bar{p}_0 \quad (2.35)$$

Уравнение баланса расходов имеет вид:

$$\bar{Q}_n = \bar{Q}_{\text{гн}} + \bar{Q}_{\text{сж}}, \quad (2.36)$$

где  $\bar{Q}_{\text{гн}}$  - расход гидроусилителей системы управления летательным аппаратом,

$\bar{Q}_{\text{сж}}$  - расход, связанный со сжимаемостью жидкости в напорной гидролинии.

При наличии в блоке питания гидроаккумулятора вместо расхода, связанного со сжимаемостью рабочей жидкости  $\bar{Q}_{сж}$ , в правой части уравнения требуется учитывать расход гидроаккумулятора  $\bar{Q}_{акк}$ .

Зависимость удельной теоретической подачи насоса  $\bar{W}_T$  от давления нагнетания приведена на Рисунке 2.7, а математическая формулировка имеет вид:

$$\bar{W}_T = \begin{cases} \bar{W}_{T\max} & \text{при } \bar{p}_n < \bar{p}_1 \\ \bar{W}_{T\max} + \frac{\bar{p}_n - \bar{p}_1}{\bar{p}_0 - \bar{p}_1} (\bar{W}_{T0} - \bar{W}_{T\max}) & \text{при } \bar{p}_1 < \bar{p}_n < \bar{p}_0, \\ 0 & \text{при } \bar{p}_n > \bar{p}_0 \end{cases} \quad (2.37)$$

где  $\bar{W}_{T\max}$  - максимальная удельная теоретическая подача насоса,  $\bar{W}_{T0}$  - удельная теоретическая подача насоса, соответствующая нулевой подаче,  $\bar{p}_1$  - давление начала регулирования подачи насоса.

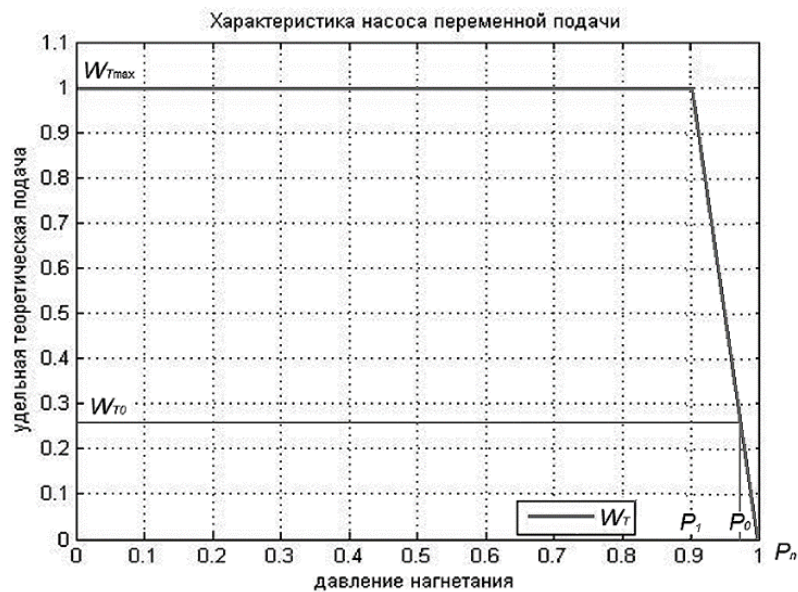


Рисунок 2.7 - Характеристика насоса переменной подачи

При  $\bar{W}_{T0} = 0$  имеем в диапазоне регулирования при  $\bar{p}_n < \bar{p}_1$ :

$$\bar{W}_T = \bar{W}_{T\max} - \frac{\bar{p}_n - \bar{p}_1}{\bar{p}_0 - \bar{p}_1} \bar{W}_{T\max} = 1 - \frac{\bar{p}_n - \bar{p}_1}{\bar{p}_0 - \bar{p}_1} = \frac{\bar{p}_0 - \bar{p}_n}{\bar{p}_0 - \bar{p}_1} \quad (2.38)$$

Рассмотрим линейную модель системы регулирования подачи насоса в диапазоне регулирования.

Удельная теоретическая подача насоса равна:

$$\Delta \bar{W}_T = -\frac{1}{\bar{P}_{00} - \bar{P}_{10}} \Delta \bar{p}_n + \frac{1}{\bar{P}_{00} - \bar{P}_{10}} \Delta \bar{p}_0 = -k_{pn} \Delta \bar{p}_n + k_{p0} \Delta \bar{p}_0 \quad (2.39)$$

Теоретический расход от насоса  $\Delta \bar{Q}_T$  зависит от частоты вращения вала  $\bar{n}_T$ :

$$\Delta \bar{Q}_T = \Delta \bar{W}_T \bar{n}_T \quad (2.40)$$

## **2.4 Математическая модель теплового баланса гидросистемы и ее модификация с учетом нагрева жидкости в гидроприводах**

Математическое моделирование нестационарных тепловых режимов в системах транспортных самолетов проводят обычно на основе метода сосредоточенной емкости [22, 63]. В качестве тепловых емкостей можно выделить: воздух внутри кабины, ограждающие конструкции, элементы конструкции гидросистемы, рабочая жидкость [22].

В теоретическом плане проблема связана со сложностью моделирования тепловых процессов, которые характеризуются многофакторностью и многофункциональностью, динамичностью, распределенностью параметров [22]. В практическом плане актуальность обусловлена отсутствием наработанных и апробированных моделей и методов исследования сложных теплообменных и газодинамических процессов, которые осуществляются в системах, кабинах и отсеках транспортных самолетов. Из научно-технической литературы известно, что математическая модель тепловых процессов в системах обычно описывается дифференциальными уравнениями для решения которых используется, например, модифицированный метод Хемминга [22]. Для параметрической идентификации тепловых характеристик используется экстремальный итерационный метод Ньютона – Гаусса, который обладает устойчивостью и достаточно быстрой сходимостью [14].

Для уточнения, корректировки и верификации имитационной модели, особенно, нестационарных тепловых процессов необходим анализ наземных и летных испытаний авиационной техники [49]. При отсутствии конкретной схемы

гидросистемы, ее компоновки на изделии, массы и конструкции отдельных элементов удобно рассмотреть гидросистему в качестве ряда объектов с сосредоточенными параметрами [22].

Необходимость уточнения модели теплового баланса ГС обусловлена тем, что в существующих методиках расчета температуры рабочей жидкости не рассматривается совместное влияние на температуру жидкости ее нагрева при дросселировании через окна золотниковых распределителей и изменения внешних нагрузок на гидроприводы системы управления полетом по профилю полета. Также не учитывается зависимость объемного КПД насоса от оборотов коробки агрегатов маршевого двигателя самолета, что на практике значительно влияет на тепловыделения в ГС. В данном разделе приведены аналитические зависимости в общем виде, валидация этой модели на основе испытаний самолета представлена в главе 4.

Процесс теплообмена по тракту ГС описывается системой дифференциальных уравнений в частных производных. В теплообмене участвуют элементы ГС:

- насос;
- трубопроводы;
- гидроцилиндры и золотниковые гидрораспределители;
- теплообменный аппарат;
- гидробак.

Следует отметить, что помимо теплопередачи от внешних стенок трубопроводов, гидроагрегатов и рулевых приводов в окружающую среду существует ещё два звена в цепи теплопередачи от жидкости ГС в окружающую среду:

- от жидкости к внутренним стенкам трубопроводов, гидроагрегатов и рулевых приводов;
- от внутренних к внешним стенкам трубопроводов, гидроагрегатов, рулевых приводов; определяется в основном свойствами материалов, из которых изготовлены элементы ГС [67].



Упрощенная система дифференциальных уравнений теплового баланса ГС при равенстве температур жидкости и конструкции элементов гидросистемы, по рекомендациям [22], записана при предположении, что температура жидкости усреднена по всей ГС. В ней нижние индексы обозначают принадлежность параметра к агрегатам:

- gn – жидкость в насосе;
- n – насос;
- f, g – жидкость в системе;
- z – гидроцилиндр;
- b – гидробак.

$$\left\{ \begin{array}{l} (M_{gn}C_g + M_nC_n) \frac{dT_{fn}}{dt} = Q_n \rho_g C_g (T_{fb} - T_{fn}) + k_n F_n (T_{okp} - T_{fn}) + \Delta N_{Tn} \\ (M_{gz}C_g + M_zC_z) \frac{dT_{fz}}{dt} = Q_z \rho_g C_g (T_{fn} - T_{fz}) + k_z F_z (T_{okp} - T_{fz}) + \Delta N_{Tz} \\ (M_bC_b + M_{gb}C_g) \frac{dT_b}{dt} = Q_b \rho_g C_g (T_{fz} - T_{fb}) + k_{bg} F_{bg} (T_{okp} - T_{fb}) \end{array} \right. \quad (2.41)$$

На первом этапе можно представить всю гидросистему в качестве сосредоточенной емкости, для которой можно записать уравнения теплового баланса:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum M_{gi} C_{gi} \frac{dT_f}{dt} = k_{fg} F_{GS} (T_{konstr} - T_f) + k_{fT0} F_{T0} (T_{T0} - T_f) + \Delta N_T \\ \sum M_{ki} C_{ki} \frac{dT_{konstr}}{dt} = k_{fk} F_{KS} (T_{okp} - T_{konstr}) + k_{fg} F_{GS} (T_f - T_{konstr}) \end{array} \right. , \quad (2.42)$$

где  $M_{gi}$ ,  $M_{ki}$  – масса жидкости и  $i$  элементов конструкции гидросистемы;  $C_{gi}$ ,  $C_{ki}$  – средняя теплоемкость жидкости и  $i$  элементов конструкции гидросистемы;  $k_{fk}$  – коэффициент теплопередачи (путем свободной конвекции) от элементов конструкции с температурой  $T_{konstr}$  в среду (воздух) с температурой  $T_{okp}$ .

$$k_{fk} \ll k_{fg} \quad (2.43)$$

Коэффициент  $k_{fk}$  рассчитывается по формуле:

$$k_{fk} = 5,6 + 4V [\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})], \quad (2.44)$$

где  $V$  – скорость обдувающего ГС воздуха, [м/с].

Обозначение  $k_{fg}$  – коэффициент теплопередачи от рабочей жидкости с температурой  $T_f$  к элементам конструкции ГС с температурой  $T_{konstr}$  и в среду с температурой  $T_{окр}$ . Рассчитывается по формуле:

$$k_{fg} = 350 + 2100V \text{ [Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)]} \quad (2.45)$$

В реальном самолете обдува гидроагрегатов воздухом нет, поэтому  $V = 0$ .

Переходим к относительным величинам:

$$\begin{cases} \sum M_{gi} C_{gi} \frac{dT_f}{dt} = k_{fg} F_{GS} (T_{konstr} - T_f) + k_{fT0} F_{T0} (T_{T0} - T_f) + \Delta N_T | \div k_{fg} F_{GS} \\ \sum M_{ki} C_{ki} \frac{dT_{konstr}}{dt} = k_{fk} F_{KS} (T_{окр} - T_{konstr}) + k_{fg} F_{GS} (T_f - T_{konstr}) | \div k_{fk} F_{KS} \end{cases} \quad (2.46)$$

Тогда система примет окончательный вид:

$$\begin{cases} \tau_g \frac{dT_f}{dt} = T_{konstr} - T_f (1 + \bar{k}_{fT0}) + \bar{k}_{fT0} T_{T0} + \Delta \bar{N}_T T_q \\ \tau_{k0} \frac{dT_{konstr}}{dt} = T_{air} - T_{konstr} + \frac{1}{\bar{k}_{fT0}} (T_f - T_{konstr}) \end{cases} \quad (2.47)$$

$$\begin{cases} \frac{dT_f}{dt} = (T_{konstr} - T_f (1 + \bar{k}_{fT0}) + \bar{k}_{fT0} T_{T0} + \Delta \bar{N}_T T_q) \cdot \frac{1}{\tau_g} \\ \frac{dT_{konstr}}{dt} = (T_{air} - T_{konstr} + \frac{1}{\bar{k}_{fT0}} (T_f - T_{konstr})) \cdot \frac{1}{\tau_{k0}} \end{cases}, \quad (2.48)$$

где  $T_{air}$  – температура окружающей среды,  $T_{konstr}$  – температура конструкции ГС,  $T_f$  – температура рабочей жидкости. Искомые величины при решении системы уравнений –  $T_{konstr}$  и  $T_f$ .

Приращение равновесной температуры рабочей жидкости из-за тепловыделений в системе и теплообмена жидкости с элементами конструкции гидросистемы:

$$\Delta \bar{N}_T T_q = \Delta T_q = (T_{max} - T_{air}) \text{ [°C]}, \quad (2.49)$$

где  $T_{max}$  – максимальная допустимая температура жидкости в ГС.

Для режимов работы блока питания, кроме случая максимальных тепловыделений:

$$\Delta T_q = \frac{\Delta N_T}{(\Delta \bar{N}_T)_{\max}} (\Delta T_q)_{\max} = \Delta \bar{N}_T (\Delta T_q)_{\max} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (2.50)$$

$$\Delta \bar{N}_T = \bar{p}_H \bar{Q}_H \left( \frac{1}{\eta} - 1 \right) \quad (2.51)$$

Безразмерный коэффициент теплообмена:

$$\bar{k}_{fTO} = \frac{k_{fTO} F_{TO}}{k_{fg} F_{GS}}, \quad (2.52)$$

где  $k_{fTO}$  – коэффициент теплопередачи от рабочей жидкости с температурой  $T_f$  к хладагенту теплообменника с площадью теплообмена  $F_{TO}$  и с температурой  $T_{TO}$ ,  $F_{GS}$  – площадь поверхности теплообмена гидросистемы. Коэффициент теплопередачи от рабочей жидкости с температурой  $T_f$  к элементам конструкции ГС с температурой  $T_{konstr}$  и в среду с температурой  $T_{air}$  обозначается  $k_{fg}$ . [22]

Согласно [22] введем постоянные времени теплообмена жидкости с элементами конструкции ГС и теплообмена элементов конструкции гидросистемы с окружающей средой соответственно:

$$\tau_g = \frac{\sum M_{gi} C_{gi}}{k_{fg} F_{GS}} = \frac{\rho_g C_g}{k_{fg} k_w} \sqrt[3]{W} \quad (2.53)$$

$$\tau_{k0} = \frac{\sum M_{ki} C_{ki}}{k_{fk} F_{KS}} = \frac{\rho_M C_M P_H}{k_{fk} [\sigma]} \sqrt[3]{W},$$

где  $[\sigma]$  – допустимые напряжения в материале конструкции ГС, коэффициент  $k_w = 7,5$ . Поскольку агрегаты ГС размещены в негерметичных отсеках самолета, окружающей средой для них является атмосферный воздух с температурой  $T_{air}$  и плотностью  $\rho_{air}$ . Температура воздуха принимается равной температуре торможения на заданной высоте  $H$  и зависит также от числа  $M$  полета.

$$T_{air} = T_{air}(H, M)$$

$$\rho_{air} = \rho_{air}(H) \quad (2.54)$$

Теплообмен с обшивкой самолета не учитывается.

### 2.4.1 Насос

Полезная мощность насоса  $N_{пол}$  определяется через потребляемый гидросистемой расход  $Q_H$ :

$$N_{пол} = p_H Q_H \quad (2.55)$$

Установочная мощность насоса  $N_{уст}$  определяется аналогично и является постоянной для конкретной модели насоса:

$$N_{уст} = p_H^{\max} Q_H^{\max} \quad (2.56)$$

Величина тепловыделений  $\Delta N_T$  определяется общим КПД насоса  $\eta$ , который зависит в том числе и от оборотов вала насоса, т.е. от оборотов двигателя самолета. Численно тепловыделения равны разности между потребляемой и полезной мощностью, которые связаны между собой через КПД.

$$\Delta N_T = N_{потр} - N_{пол} \quad (2.57)$$

$$\eta N_{потр} = N_{пол} \quad (2.58)$$

Таким образом, получаем в относительных величинах формулу тепловыделений от насоса с учетом зависимости его КПД от частоты вращения двигателя  $n$ :

$$\Delta \bar{N}_T = \bar{p}_H \bar{Q}_H \left( \frac{1}{\eta} - 1 \right), \eta = \eta(n) \quad (2.59)$$

### 2.4.2 Теплопередающая поверхность гидросистемы

Чтобы рассчитать площадь теплопередающей поверхности гидросистемы, примем, что теплоотдача осуществляется только с трубопроводов и гидробака. Поверхностью распределительных агрегатов пренебрегаем ввиду ее малости. Таким образом,  $F_{GS} = F_{tr} + F_b$  (трубопроводы и бак соответственно).

Для трубопроводов площадь их поверхности определяем по формуле:

$$F_{tr} = \pi L D_{внутр} \quad (2.60)$$

Объем жидкости в системе определяется по известной массе жидкости  $M_g$  в одной гидросистеме объекта:

$$W = \frac{M_g}{\rho_g} \quad (2. 61)$$

### 2.4.3 Теплообменник

Для вычисления  $k_{fTO}$  используются данные ТУ на теплообменник. Уравнение теплопередачи:

$$q = \Delta T_{cp} F_{TO} k_{fTO} \quad (2. 62)$$

где  $q$  – теплоотдача,  $\Delta T_{cp}$  – средняя разность температур между теплоносителями.

$$F_{TO} k_{fTO} = \frac{q}{\Delta T_{cp}} \quad (2. 63)$$

Средняя разность температур определяется как среднелогарифмическая разность при постоянной температуре хладагента (топлива):

$$\Delta T_{cp} = \frac{\Delta T_{\delta} - \Delta T_{m}}{2,31g \frac{\Delta T_{\delta}}{\Delta T_{m}}} \quad (2. 64)$$

где  $\Delta T_{\delta}$ ,  $\Delta T_{m}$  – бóльшая и меньшая разности температур между горячим (гидравлическая жидкость) и холодным (топливо) теплоносителем.  $\Delta T_{\delta}$  считается на входе в теплообменник,  $\Delta T_{m}$  – на выходе.

### 2.4.4 Модель внешней нагрузки на рулевые гидроприводы

Энергопотребление каждого привода определяется режимом полета и геометрией рулевой поверхности, которую он приводит в движение. От скорости полета  $V$  зависит скоростной напор  $q$ , следовательно, шарнирный момент  $M_{ш}$  и усилие на штоке гидроцилиндра  $R$  будут равны:

$$M_{ш} = m_{ш} S_p b_p q$$

$$R = \frac{1,1 M_{ш}}{i l_k}, \quad (2. 65)$$

где  $m_{ш}$  – коэффициент шарнирного момента,  $S_p$  – площадь рулевой поверхности,  $b_p$  – средняя аэродинамическая хорда рулевой поверхности,  $q$  – скоростной напор,  $l_k$  – плечо качалки, связывающей выходное звено гидроцилиндра с рулевой поверхностью. Коэффициент запаса по шарнирному моменту равен 1,1. Зная действующее максимальное усилие на штоке  $R_{max}$  и давление нагнетания  $p_H$ , можно вычислить эффективную площадь гидроцилиндра  $F_{эфф}$ , однако в представленной модели геометрические характеристики гидроцилиндров известны из конструкции самолета, и их расчет находится вне рамок данной работы.

Формула коэффициента шарнирного момента для дозвуковых скоростей полёта ( $M < 1$ ) имеет вид:

$$m_{ш} = m_{ш}^{\alpha} \alpha + m_{ш}^{\delta} \delta, \quad (2. 66)$$

где  $m_{ш}^{\alpha}$  и  $m_{ш}^{\delta}$  – частные производные коэффициента шарнирного момента по углу атаки и углу отклонения рулевой поверхности соответственно,  $\alpha$  – угол атаки,  $\delta$  – угол отклонения рулевой поверхности (для руля направления вместо  $\alpha$  подставляется угол скольжения самолёта  $\beta$ ). При  $M < 1$  частной производной  $m_{ш}^{\alpha}$  можно пренебречь ввиду её малости по сравнению с  $m_{ш}^{\delta}$ . На практике это приводит к завышению потребных мощностей. Для вычисления коэффициентов шарнирных моментов органов управления на дозвуковых скоростях, согласно [50], применяются следующие формулы:

а) флаперон:

$$m_{ш.ф} = m_{ш.ф}^{\alpha\phi} \alpha + m_{ш.ф}^{\delta\phi} \delta, \quad (2. 67)$$

где с учётом угла стреловидности по передней кромке  $\chi_{\phi}$  флаперона:

$$m_{ш.ф}^{\alpha\phi} = -0,12 \frac{S_{\phi}}{S_{об.ф}} \left( 1 - 3,6 \frac{S_{ок.ф}}{S_{\phi}} \right) C_y^{\alpha} \quad (2. 68)$$

$$m_{и.ф}^{\delta.ф} = -0,14 \left( 1 - 6,5 \left( \frac{S_{ок.ф}}{S_{ф}} \right)^{3/2} \right) C_y^\alpha \cos^2 \chi_{ф}, \quad (2.69)$$

где  $C_y^\alpha = 0,06$  – производная кривой  $C_y = f(\alpha)$  крыла.

б) стабилизатор:

$$m_{и.см} = m_{и.см}^{\alpha см} \alpha + m_{и.см}^{\delta.см} \delta, \quad (2.70)$$

где с учётом угла стреловидности по передней кромке  $\chi_{см}$  стабилизатора:

$$m_{и.см}^{\alpha см} = -0,12 \frac{S_{см}}{S_{об.см}} \left( 1 - 3,6 \frac{S_{ок.см}}{S_{см}} \right) C_y^\alpha$$

$$m_{и.см}^{\delta.см} = -0,14 \left( 1 - 6,5 \left( \frac{S_{ок.см}}{S_{см}} \right)^{3/2} \right) a_{см} C_y^\alpha \cos^2 \chi_{см}, \quad (2.71)$$

где  $a_{см}$  – производная кривой  $C_y = f(\alpha)$  горизонтального оперения.

в) руль направления:

$$m_{и.рн} = m_{и.рн}^{\beta рн} \beta + m_{и.рн}^{\delta.рн} \delta, \quad (2.72)$$

где с учётом угла стреловидности по передней кромке  $\chi_{рн}$  руля направления:

$$m_{и.рн}^{\alpha рн} = -0,12 \frac{S_{рн}}{S_{об.рн}} \left( 1 - 3,6 \frac{S_{ок.рн}}{S_{рн}} \right)$$

$$m_{и.рн}^{\delta.рн} = -0,14 \left( 1 - 6,5 \left( \frac{S_{ок.рн}}{S_{рн}} \right)^{3/2} \right) a_{рн} \cos^2 \chi_{рн}$$

$$a_{рн} = 0,06 \quad (2.73)$$

В данных соотношениях  $S_{ок}$  – площадь осевой компенсации соответствующей рулевой поверхности,  $S_{ф}$ ,  $S_{см}$ ,  $S_{рн}$  – соответственно площади флаперонов, стабилизатора и рулей направления. Для отклоняемого носка крыла  $m_{и} = 0,08$ . Для сверхзвуковых скоростей полёта применяются иные формулы из линеаризованной теории крыла в сверхзвуковом потоке без учёта вязкости воздуха:

а) флаперон:

$$m_{и.ф} = m_{и.ф}^{\alpha ф} \alpha + m_{и.ф}^{\delta.ф} \delta \quad (2.74)$$

$$m_{u.\phi}^{\alpha\phi} = m_{u.\phi}^{\delta.\phi} = -\frac{2}{57,3\sqrt{M^2-1}} \left( 1 - 2 \frac{S_{ок.\phi}}{S_\phi} \right) \quad (2.75)$$

б) стабилизатор:

$$m_{u.cm} = m_{u.cm}^{\alpha cm} \alpha + m_{u.cm}^{\delta.cm} \delta \quad (2.76)$$

$$m_{u.cm}^{\alpha cm} = m_{u.cm}^{\delta.cm} = -\frac{2}{57,3\sqrt{M^2-1}} \left( 1 - 2 \frac{S_{ок.cm}}{S_{cm}} \right) \quad (2.77)$$

в) руль направления:

$$m_{u.pn} = m_{u.pn}^{\beta pn} \beta + m_{u.pn}^{\delta.pn} \delta \quad (2.78)$$

$$m_{u.pn}^{\beta pn} = m_{u.pn}^{\delta.pn} = -\frac{2}{57,3\sqrt{M^2-1}} \left( 1 - 2 \frac{S_{ок.pn}}{S_{pn}} \right) \quad (2.79)$$

Отдельно рассчитываются коэффициенты шарнирного момента и сами шарнирные моменты при отклонении рулевых поверхностей вверх (нижний индекс «up») и вниз (нижний индекс «down») от нейтрального положения.

$$\begin{aligned} M_{u.up} &= m_{u.up} S_p b_p q \\ M_{u.down} &= m_{u.down} S_p b_p q \end{aligned} \quad (2.80)$$

Относительная площадь обслуживания рулевой поверхности  $S_p / S_{об.p}$  определяется согласно Рисунку 2.8.

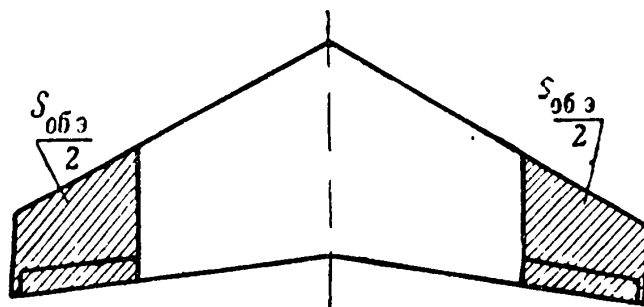


Рисунок 2.8 – Определение части площади крыла, обслуживаемой рулевой поверхностью



На различных режимах полета скорости отклонения рулей  $\omega$  разные и потребление рабочей жидкости приводами будет разное. Это учитывается при расчете потребляемой приводом мощности  $N$ . Шарнирный момент берется по модулю, т.к. он меняет знак при переходе на  $M \geq 1$ .

$$N = \frac{|M_{ш}| \omega}{\eta_{ен}} \quad (2.81)$$

Принимаем, что ГЦ – компенсированного расхода (эффективные площади штоковой и поршневой полостей равны), механический КПД гидроцилиндра равен 1 из-за малой величины сил трения, геометрия рабочих окон золотников одинакова, общий КПД гидропривода  $\eta_{ен} = 0,66$ .

С другой стороны, мощность  $N$ , потребляемая приводом с дроссельным регулированием, есть произведение перепада давления  $\Delta p_{др}$  на его штуцерах на расход рабочей жидкости  $Q$ , потребляемый приводом на перемещение рулевых поверхностей. При прямом ходе руля часть мощности расходуется на сжатие аэродинамической пружины (нагрузки), действующей на руль; другая часть превращается в тепло. При обратном ходе движение происходит под действием помогающей нагрузки и энергия, запасённая в аэродинамическом потоке, превращается в тепловую при дросселировании в золотнике, также нагревая рабочую жидкость, т.е. вся мощность превращается в тепловую [67].

В качестве примера рассмотрим привод флаперона маневренного самолета и схему действующей на привод нагрузки при отклонении флаперона вниз и вверх от нейтрального положения. При отклонении флаперона под действием скоростного напора  $q$  на флапероне возникает сила  $Y$ , приложенная в центре давления. Шарнирный момент  $M_{ш}$ , действующий относительно оси вращения флаперона, приводит к тому, что на шток привода действует препятствующее движению штока усилие  $R$ . Это справедливо как для отклонения вниз, так и вверх (Рисунок 2.9).

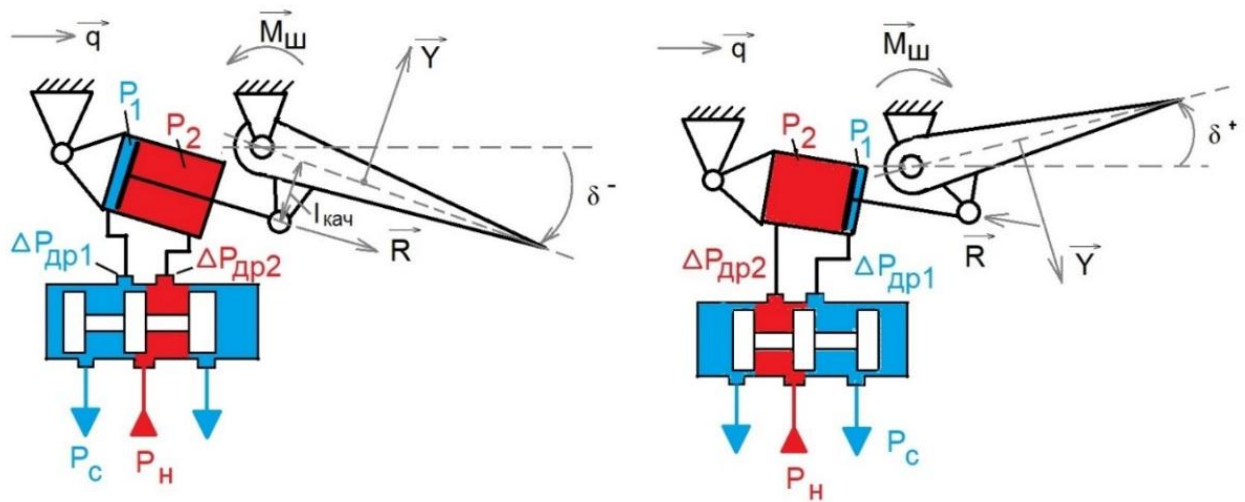


Рисунок 2.9 – Расчетная схема ЗГР

Зная действующее на шток гидроцилиндра усилие  $R$ , воспользуемся уравнением равновесия поршня при равномерном движении ( $V_x = const$ ) для нахождения давления  $p_2$ . Принимается, что в противоположной полости ГЦ давление  $p_1$ .

$$p_1 = p_2 - \frac{R}{F_{эфф}} \quad (2.82)$$

В свою очередь давление выражается через перепад давления на рабочем окне золотника  $\Delta p_{др2}$ .

$$\begin{aligned} p_2 &= p_n - \Delta p_{др2} \\ p_1 &= p_n - \Delta p_{др2} - \frac{R}{F_{эфф}} \\ \Delta p_{др2} &= p_n - p_1 - \frac{R}{F_{эфф}} \end{aligned} \quad (2.83)$$

Поскольку перепад на рабочем окне нагнетания  $\Delta p_{др2}$  связан квадратичной зависимостью с потребным расходом  $Q$ , то справедливо следующее:

$$\begin{aligned} Q &= G \sqrt{\Delta p_{др2}} \\ Q &= G \sqrt{0,5(p_n - p_c - (p_1 - p_2))} = G \sqrt{0,5 \left( p_n - p_c + \frac{R}{F_{эфф}} \right)}, \end{aligned} \quad (2.84)$$

где  $(p_1 - p_2) = -R/F_{эфф}$  – перепад давлений на поршне гидроцилиндра.

### 2.4.5 Модель тепловыделений при дросселировании жидкости в золотниковых гидрораспределителях

Математическая модель золотникового распределителя в самом простом виде сводится к модели двух переменных дросселей – один на входе в гидроцилиндр (нагнетание), второй – на выходе (слив).

Площадь дроссельного отверстия  $f$  определяется по величине наибольшего потребного расхода  $Q_{max}$  при работе привода с наибольшей нагрузкой  $R_{max}$ , здесь  $p_c$  – давление слива,  $p_n$  – давление нагнетания.

$$f = \frac{G}{\mu \sqrt{4 / \rho_g}}, \quad (2. 85)$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода, характеризующий течение жидкости в золотнике. Он в общем случае является функцией числа Рейнольдса, однако для турбулентного потока, который в золотниках является преобладающим, этот коэффициент можно принимать постоянным без учета сопротивления подводящих каналов [16]. Величина проводимости  $G$  характеризует гидравлическую проводимость переменного дросселя и зависит от перепада давления на нем  $\Delta p_{dp}$ .

$$Q = G \sqrt{\Delta p_{dp}} \quad (2. 86)$$

Часть энергии потока жидкости при дросселировании превращается в тепловую и вызывает нагрев жидкости, дроссельного устройства и гидросистемы в целом. Из-за большой скорости жидкости в рабочем окне теплоотдачей от жидкости к дроссельному устройству обычно пренебрегают, считая, что все тепло идет на нагрев жидкости  $\Delta T$ . В этом случае изменение ее температуры зависит только от перепада давления  $\Delta p_{dp}$  [1].

На основе рекомендаций [67] введем в модель изобарический коэффициент объемного расширения жидкости при нагреве  $\beta$ . Тогда формула примет вид:

$$\Delta T = \frac{\Delta p_{dp}}{\rho_g C_g I} \cdot (T_1 \beta - 1), \quad (2. 87)$$

где  $T_l$  – температура жидкости перед золотником,  $I$  – механический эквивалент. Изобарический коэффициент объемного расширения жидкости при нагреве  $\beta = 8,75 \cdot 10^{-4} 1/^\circ C$ .

#### 2.4.6 Окончательный вид системы уравнений теплового состояния.

С учетом прироста температуры жидкости в золотниковых гидрораспределителях и зависимости тепловыделений в насосе от оборотов двигателя система уравнений теплового состояния примет вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dT_f}{dt} = (T_{konstr} - T_f (1 + \bar{k}_{fTO}) + \bar{k}_{fTO} T_{TO} + \Delta \bar{N}_T (T_{max} - T_{air}) + \sum_{i=1}^j \Delta T_i) \cdot \frac{1}{\tau_g}, \\ \frac{dT_{konstr}}{dt} = (T_{air} - T_{konstr} + \frac{1}{\bar{k}_{fTO}} (T_f - T_{konstr})) \cdot \frac{1}{\tau_{k0}} \end{array} \right. \quad (2.88)$$

где  $j$  – количество дросселирующих элементов в гидросистеме,  $\Delta T_i$  – приращение температуры на них. В системе величины  $T_f$ ,  $T_{konstr}$ ,  $T_{air}$ ,  $\Delta \bar{N}_T$  являются функциями времени  $t$ . Решение данной системы относительно переменных  $T_f$ ,  $T_{konstr}$  производится численно. Начальные условия – температура жидкости  $T_f$  и температура конструкции гидросистемы  $T_{konstr}$  в момент времени ( $t = 0$ ).

#### 2.4.7 Методика расчета изменения температуры жидкости в гидросистеме в течение полета

1. Анализ исходных данных: режим полета ( $M(t)$ ,  $H(t)$ ,  $T_{окр}(t)$ ,  $n(t)$ ); геометрические параметры рулевых поверхностей ( $S_{pn}$ ,  $b_{pn}$ ,  $(S_{ок}/S_{pn}), L_{кач}$ ); потребные углы и скорости отклонения рулевых поверхностей ( $\psi$ ,  $\omega$ ); зависимость общего КПД насоса от подачи и оборотов двигателя ( $\eta_{общ}(Q, n)$ ); характеристики гидросистемы ( $N_{уст.н}$ ,  $p_n$ ,  $F_{зс}$ ,  $W_{ржс}$ ); характеристики теплообменных аппаратов ( $F_{мо}$ ,  $k_{мо}$ ,  $T_{хл}$ ,  $q$ ); параметры рабочей жидкости ( $\rho$ ,  $\nu$ ,  $C$ ).

2. Расчет шарнирных моментов на рулевых поверхностях и нагрузок на приводы ( $M_w(t), R(t)$ ).
3. Расчет мощности, потребляемой гидроприводами ( $N(t)$ ).
4. Расчет подачи насоса и тепловыделений от него в рабочую жидкость ( $Q(t), \eta(t), \Delta N_T(t)$ ).
5. Расчет тепловыделений при дросселировании в гидрораспределителях в зависимости от нагрузки на приводы ( $\Delta T_{dp}(t)$ ).
6. Расчет постоянных времени теплообмена жидкости с элементами конструкции ГС и теплообмена элементов конструкции ГС с окружающей средой.
7. Решение системы уравнений теплового баланса гидросистемы относительно температур конструкции ГС и рабочей жидкости.

Расчет температуры рабочей жидкости по данной методике позволит решить следующие задачи:

- на этапе проектировочного расчета будущей гидросистемы - оценка изменения температуры жидкости во времени по нескольким типовым полетным профилям и принятие технических решений по регулированию тепловыделений;
- на этапе поверочного расчета гидросистемы при рабочем проектировании – расчет ее температурного режима для проверки правильности принятых технических решений до начала стендовых и летных испытаний самолета.

## 2.5 КПД гидропривода и его связь с тепловыми потерями

Общий КПД гидропривода  $\eta$  – отношение полезной мощности, снимаемой с рабочего органа, к мощности, потребляемой насосом:

$$\eta = \frac{N_{пол}}{N_{номп}} \quad (2. 89)$$

Полезная мощность для гидроцилиндра  $N_{пол}$  [Вт] – произведение усилия на штоке  $R$  [Н] на скорость штока  $V$  [м/с]:

$$N_{пол} = RV \quad (2.90)$$

Мощность насоса:

$$N_{уст} = \frac{P_n Q_{HT}}{\eta^H}, \quad (2.91)$$

где  $Q_{HT}$  – теоретическая подача насоса,  $P_n$  – номинальное давление нагнетания,  $\eta^H$  – общий КПД насоса (из паспортных характеристик).

Для исследования влияния температуры рабочей жидкости на КПД гидропривода целесообразно рассчитывать общий КПД гидропривода  $\eta$  как произведение гидравлического  $\eta_z$ , механического  $\eta_{мех}$  и объемного КПД  $\eta_{об}$  его элементов – насоса, гидрораспределителя и гидроцилиндра.

$$\eta = \eta_{об}^H \eta_{мех}^H \eta_z^P \eta_z^P \eta_{об}^P \eta_{об}^{2ч} \eta_{мех}^{2ч}, \quad (2.92)$$

где  $\eta_{мех}^H$  – механический КПД насоса,  $\eta_z^P$  – гидравлический КПД распределителя,  $\eta_z$  – гидравлический КПД трубопроводных магистралей,  $\eta_{мех}^{2ч}$  – механический КПД гидроцилиндра,  $\eta_{об}^H$  – объемный КПД насоса,  $\eta_{об}^P$  – объемный КПД гидрораспределителя,  $\eta_{об}^{2ч}$  – объемный КПД гидроцилиндра. Последний принимается равным 1, так как внутренние утечки в нем пренебрежимо малы по сравнению с подачей насоса.

Гидромеханический КПД всего привода:

$$\eta_{zm} = \frac{P_n - \sum \Delta p}{P_n} \eta_{zm}^H \eta_{zm}^{2ч}, \quad (2.93)$$

где  $P_n$  – номинальное давление нагнетания,  $\sum \Delta p$  – сумма потерь в трубопроводных магистралях,  $\eta_{zm}^H$  – гидромеханический КПД насоса,  $\eta_{zm}^{2ч}$  – гидромеханический КПД гидроцилиндра.

Гидравлический КПД гидрораспределителя  $\eta_z^P$  рассчитывают по суммарным потерям давления  $\sum \Delta p$  в нем, согласно [16].

$$\eta_z^P = \frac{P_n - \sum \Delta p}{P_n} \quad (2.94)$$

Общий КПД насоса  $\eta_{общ}^H$  равен произведению его гидромеханического  $\eta_{гм}^H$  и объемного КПД  $\eta_{об}^H$ . Объемный КПД насоса:

$$\eta_{об}^H = \frac{Q_{HT} - \Sigma q_{ym}}{Q_{HT}}, \quad (2.95)$$

где  $Q_{HT}$  – теоретическая подача насоса,  $\Sigma q_{ym}$  – суммарная объемная внутренняя утечка жидкости в насосе при номинальных режимах работы.

Согласно закону Пуазейля, суммарные утечки для эксцентричных кольцевых зазоров поршневых пар насосов определяются исходя из выражения [36]:

$$q_{ym} = \frac{\pi d \Delta p z^3}{12 L \mu} \left( 1 + \frac{3}{2} \varepsilon^2 \right) \left[ \frac{M^3}{c} \right], \quad (2.96)$$

где  $z$  – кольцевой зазор [м];  $d$  – средний диаметр кольцевого зазора [м];  $L$  – длина рабочего органа (поршня) [м];  $\mu$  – динамическая вязкость рабочей жидкости (таблично зависит от температуры) [Па · с];  $\varepsilon$  – эксцентриситет уплотнения [м];  $\Delta P$  – перепад давления в парах [Па].

Для гидрораспределителей при известных значениях внутренних утечек при номинальном давлении расчет объемного КПД производится по формуле:

$$\eta_{об}^p = 1 - \frac{Q_H - q_{ym.p}}{Q_H}, \quad (2.97)$$

где  $Q_H$  – номинальная подача в гидрораспределитель,  $q_{ym.p}$  – величина внутренних утечек в гидрораспределителе при номинальном давлении.

Потери мощности в гидрораспределителе складываются из объемных утечек  $\Delta N_1$  и потерь напора при прохождении жидкости по каналам в корпусе гидрораспределителя  $\Delta p_p$ . Утечки между полостями гидродвигателя приводят к уменьшению скорости перемещения штока при препятствующей нагрузке и увеличению при помогающей нагрузке.

$$\Delta N = \Delta N_1 + \Delta N_2 = p_H q_{ym.p} + (Q_H - q_{ym.p}) \Delta p_p \quad (2.98)$$

Внутренние утечки в гидрораспределителе возникают из-за кольцевого зазора  $\varepsilon_0$  между золотником и гильзой (5..15 мкм), под действием перепада давлений через эти зазоры.

Утечки через кольцевой концентричный зазор:

$$q_{ym0} = \frac{\pi d_3}{12\nu\rho l} \varepsilon_0^3 \Delta p, \quad (2.99)$$

где  $\nu$  [сСт],  $\Delta p$  – перепад давления в щели [Па],  $l$  – длина щели [м],  $d_3$  – внутренний диаметр щели [м].

Функция потерь напора в канализации  $\Delta p_p(Q_H)$  квадратичная:

$$\Delta p_p = \zeta \rho \frac{Q_H^2}{2f^2}, \quad (2.100)$$

где  $\zeta = 3..5$ ,  $f$  – площадь проходного сечения канала.

Также потери напора зависят от вязкости жидкости через эмпирическое соотношение:

$$\Delta p_p = \frac{1}{40} \nu \frac{\vartheta^2}{2g}, \quad (2.101)$$

где  $\vartheta$  – допустимая скорость жидкости в каналах [м/с], обычно 6..10 м/с,  $\nu$  – вязкость жидкости [сСт].

Наибольшую площадь  $f$  проходного сечения канала можно вычислить через перепад давления, который можно представить в виде разности потерь давления на входе (в напорной линии) и выходе (в сливной линии) ( $\Delta p = P_H - P_C$ ) гидроаппарата и потерь давления  $\Delta p_{зол}$  непосредственно в рабочих окнах золотника.

$$\Delta p_c = \frac{\Delta p - \Delta p_{зол}}{2} \quad (2.102)$$

$$f = \frac{Q_H}{\mu \sqrt{\frac{2\Delta p_c}{\rho}}} \quad (2.103)$$



# **ГЛАВА 3 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ И ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ МЕРОПРИЯТИЙ ПО ПОВЫШЕНИЮ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ И СНИЖЕНИЮ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ В СИЛОВЫХ ПРИВОДАХ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ПОЛЁТОМ**

## **3.1 Управление проводимостями дросселирующих элементов золотникового гидрораспределителя как способ снижения тепловыделений в гидроприводе при помогающих нагрузках**

В настоящее время одной из основных тенденций в развитии централизованных гидравлических систем летательных аппаратов является повышение уровня номинального давления. Это позволяет уменьшить габариты исполнительных гидроагрегатов и массу трубопроводных систем без изменения уровня надёжности гидросистемы, но ценой повышения её энергонапряжённости и снижения ресурса гидроагрегатов. Однако при использовании разгрузочных по давлению режимов работы основных насосов возможно компенсировать это неблагоприятное воздействие форсирования давления, что и было успешно внедрено на отечественном истребителе-бомбардировщике пятого поколения.

Для исполнительных электрогидравлических рулевых приводов (ЭГРП) повышение уровня номинального давления выше 28 МПа означает проявление склонности к засорению такого важного элемента, как электрогидравлического усилителя (ЭГУ) типа «сопло-заслонка», представляющего собой по сути гидравлическую мостовую схему с двумя постоянными и двумя переменными дросселями, в которой регулирование расхода через сопла диаметром 0,2..1 мм производится смещением заслонки, жёстко связанной с якорем электромеханического преобразователя (ЭМП). Кроме того, существенными недостатками такого ЭГУ являются постоянные утечки рабочей жидкости порядка 1,5 л/мин через сопла и низкий коэффициент полезного действия (КПД) порядка 4..5 %. В связи с этим целесообразно использовать в качестве ЭГУ

обычный золотниковый гидрораспределитель (ЗГР), непосредственно управляемый линейным электродвигателем (ЛЭД). Это позволит повысить надёжность рулевого привода по причине отсутствия взаимного влияния электрогидравлических и электрических отказов, устранить постоянный проток жидкости через ЭГУ и упростить конструкцию распределительной части привода [70]. Тем не менее, реализация принципа непосредственного управления ЗГР первого каскада с помощью ЛЭД приводит к появлению дополнительных нелинейных характеристик в рулевой системе, связанных с его конструкцией, технологией изготовления и применяемыми материалами и проявляются в виде гистерезиса статической характеристики ЛЭД. Это потребует решения задачи обеспечения требуемых статических и динамических характеристик сервопривода при малых сигналах управления. Последнее обстоятельство является особенно важным при разработке рулевых приводов маневренных самолетов со статически неустойчивыми компоновками. В рулевых приводах таких самолетов требуется обеспечить сравнительно малые амплитудные и фазовые искажения частотных характеристик при амплитудах входных сигналов, соответствующих 0,1 % от максимального [38].

Решения данных задач представлены в работе [38] и нашли воплощение в силовом многоканальном приводе разработки ПМЗ «Восход», который устанавливается в качестве привода цельноповоротного горизонтального оперения на отечественном маневренном самолете. Структура этого привода (Рисунок 3.1) включает в себя ЭГУ с непосредственным управлением, содержащий ЛЭД с четырьмя независимыми обмотками управления и сдвоенный золотниковый распределитель, который жёстко связан с якорем и механической пружиной. Золотниковый распределитель гидролиниями связан с рабочими полостями исполнительного механизма рулевой машины (РМ) сервопривода и управляет потоками рабочей жидкости в полости гидродвигателя (тандемного гидроцилиндра) сервопривода от двух гидравлических систем, обеспечивая требуемую скорость перемещения выходного звена сервопривода [38]. Внутренний контур образован позиционной обратной связью по положению

золотника второго каскада усиления, а внешний контур - позиционной обратной связью по положению штока гидроцилиндра.

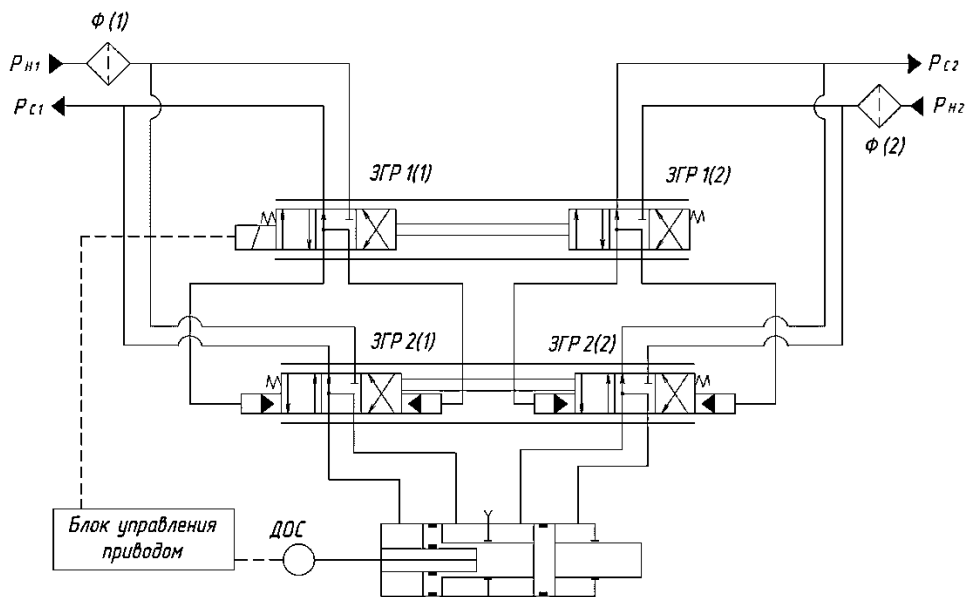


Рисунок 3.1 - Гидравлическая принципиальная схема привода-прототипа: ЗГР1 – золотниковые распределители первого каскада усиления, ЗГР2 - золотниковые распределители второго каскада усиления, Ф – фильтры,  $p_{н1}$ ,  $p_{с1}$  – давления нагнетания и слива первой гидросистемы соответственно,  $p_{н2}$ ,  $p_{с2}$  – давления нагнетания и слива второй гидросистемы соответственно, ДОС – датчик обратной связи

Данный привод, установленный на горизонтальное оперение самолёта, работает в условиях знакопеременных нагрузок: при отклонении в одну из сторон он преодолевает действие нагрузки, обратное же движение к нейтральному положению осуществляется под действием помогающей нагрузки набегающего потока. В этом случае гидропривод не перемещает рулевую поверхность, а сдерживает её движение. Однако и тогда гидронасос обеспечивает работу привода при большом давлении, преодолевая сопротивление переменных дросселей ЗГР. В выпускной полости гидроцилиндра возникает повышенное давление, которое может быть определено по формуле:

$$p_{вып} = p_{вн} + \frac{R}{F_{эфф}}, \quad (3.1)$$

где  $p_{вып}$  – давление в выпускной полости,  $p_{вп}$  – давление во впускной полости,  $R$  – внешняя нагрузка,  $F_{эфф}$  – эффективная площадь поршня гидроцилиндра.

Неидентичность характеристик золотников, обусловленная неточностями их изготовления, может привести к такому случаю, когда открыты все кромки золотника, за исключением одной выходной, в этом случае при помогающей нагрузке и возникает давление для двухкамерного привода, равное  $4p_{вп}$ , что вынуждает назначать большой запас прочности деталям гидроусилителя. Кроме того, при больших величинах помогающих нагрузок может произойти отрыв жидкости, не успевающей заполнить впускную полость гидроцилиндра, от поршня.

Помимо этого, недостатком схемы гидропривода-прототипа является дросселирование жидкости в ЗГР второго каскада усиления при помогающих внешних нагрузках на выходное звено гидроцилиндра, что приводит к большим гидравлическим потерям, увеличению температурной напряжённости и снижению вязкости рабочей жидкости [74].

Устранить данные недостатки возможно установкой клапана, через который осуществляется соединение с линией нагнетания той полости гидроцилиндра, давление в которой при помогающей нагрузке превышает давление нагнетания (Рисунок 3.2). В предлагаемой схеме производится конструктивное разделение золотников таким образом, чтобы реализовать независимое управление подачей жидкости в каждую из четырёх полостей двухкамерного гидроцилиндра [74]. Для идентичности механических характеристик привода до и после изменения его структуры изменяется соотношение гидравлических проводимостей дросселирующих элементов, причем это соотношение зависит от величины помогающей нагрузки, при которой происходит переключение. На Рисунке 3.2 показана одна из камер гидропривода, вторая идентична ей по конструкции.

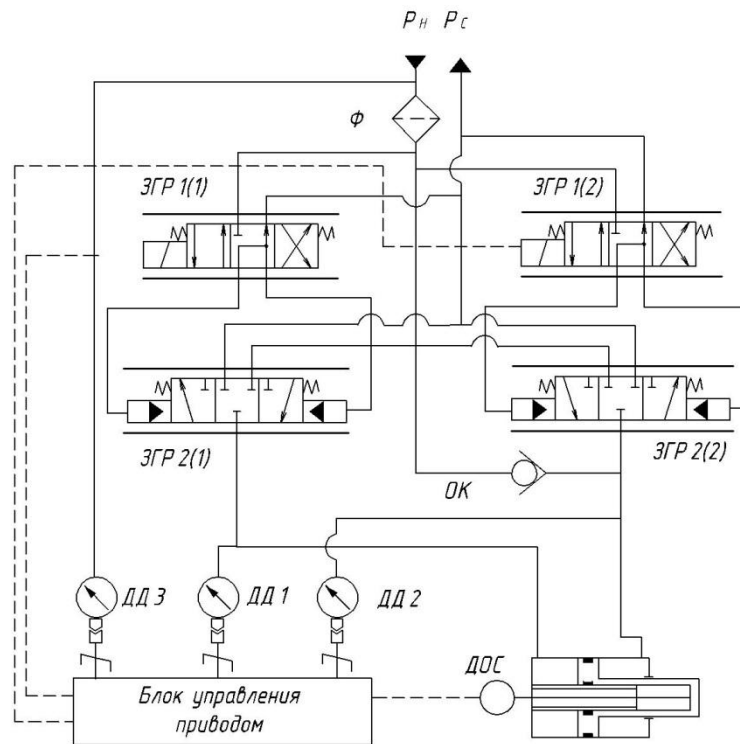
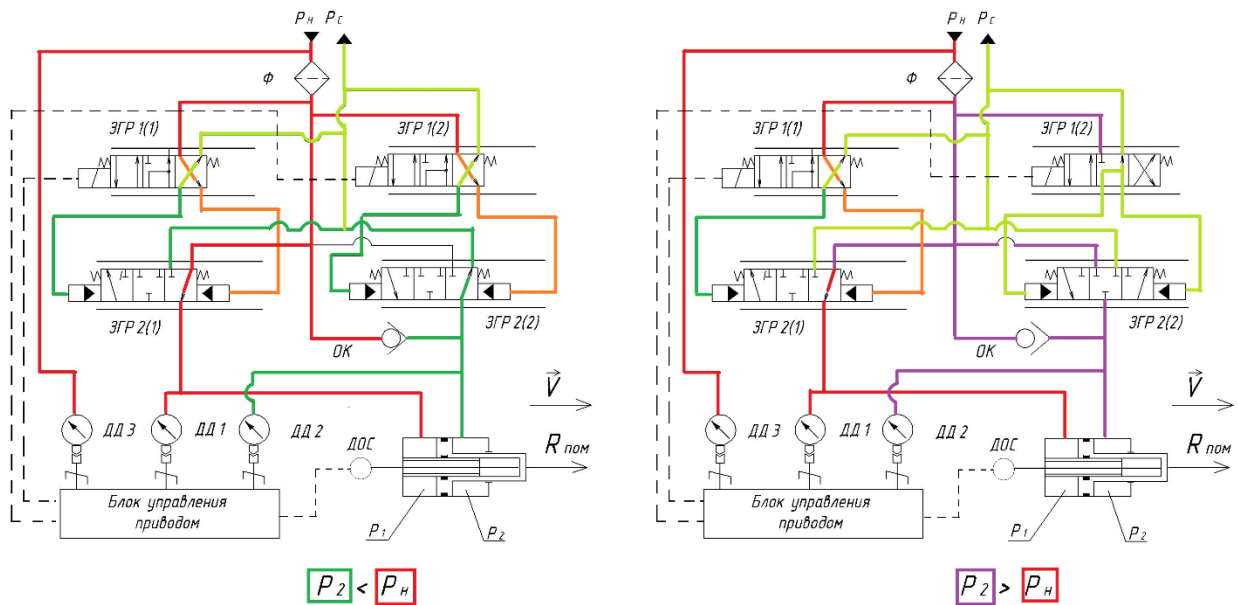


Рисунок 3.2 - Предлагаемая принципиальная схема привода: ЗГР1(1..2) – золотниковые распределители первого каскада усиления, ЗГР2(1..2) – золотниковые распределители второго каскада усиления,  $\Phi$  – фильтр, ОК – обратный клапан, ДД1 – датчик давления  $p_1$  в поршневой полости гидроцилиндра, ДД2 – датчик давления  $p_2$  в штоковой полости гидроцилиндра, ДД3 – датчик давления нагнетания,  $p_n$ ,  $p_c$  – давления нагнетания и слива гидросистемы соответственно.

Рассмотрим функционирование привода для первой камеры гидроцилиндра (Рисунок 3.3). Первый каскад усиления представляет собой два золотниковых гидрораспределителя ЗГР1(1,2), каждый из которых приводится в движение линейным электродвигателем. Давление рабочей жидкости, подводимое от ЗГР1(1,2), перемещает золотники ЗГР2(1,2), управляющие поступлением жидкости в полости гидроцилиндра. Блок управления предназначен для управления силовым многоканальным приводом (подачей напряжения на обмотки ЛЭД) по командам, поступающим по цифровым линиям связи из вычислителя КСУ самолёта. Для реализации перепуска жидкости через обратный клапан при помогающих нагрузках в блок управления вводится дополнительная логическая часть. Суть её работы состоит в подаче сигнала на закрытие ЗГР2(2), что

обеспечивает переток жидкости из подпоршневой полости в надпоршневую через обратный клапан ОК(1), при одновременном выполнении следующих условий:

- 1) давление в полости гидроцилиндра, из которой жидкость должна поступать в слив,  $p_2 \geq p_n$ ;
- 2) подан командный сигнал на открытие золотника ЗГР2(2);
- 3)  $\frac{(p_1 - p_2)}{p_n} \geq 0,25$



а) обратный клапан закрыт;

б) обратный клапан открыт.

Рисунок 3.3 – Логика функционирования модифицированной структуры привода

Информация о величинах давления жидкости  $p_1$ ,  $p_2$ ,  $p_n$  поступает в блок управления приводом от датчиков давления ДД1(1), ДД2(1), ДД3(1) соответственно. Положения золотниковых гидрораспределителей и обратного клапана при  $p_2 > p_n$  и при  $p_2 < p_n$  условно показаны на Рисунке 3.3.

*Преимущества* данной структуры следующие:

- 1) При помогающей нагрузке снижается температура жидкости, поступающей в слив, так как она не дросселируется через рабочие окна золотников, что позволит снизить массу теплообменных аппаратов гидросистем;

2) Исключается разрыв сплошности потока в полостях гидроцилиндра при помогающей нагрузке;

3) За счёт разделения золотников (на прототипе единый золотник управляет потоком жидкости сразу от двух гидросистем) снижается взаимовлияние контуров привода, питающихся от разных гидросистем;

4) При отказе одной питающей гидросистемы возможно перевести отказавшую камеру привода в управляемый режим демпфирования [74].

*Недостатки* предлагаемой структуры:

1) Усложняется и утяжеляется конструкция золотникового блока привода, поскольку поток жидкости в каждую полость гидроцилиндра регулируется отдельным гидроусилителем, добавляются обратные клапаны и датчики давления;

2) Невозможно изготовить абсолютно одинаковые золотники и линейные электродвигатели, поэтому увеличение их количества усилит влияние разброса их характеристик на работу привода [74].

С целью обеспечения прохождения жидкости через клапан при помогающей нагрузке выполняется двукратное увеличение проводимости и, следовательно, площади рабочих окон золотников, установленных в линиях нагнетания (давление жидкости, подводимое к ним, приводит к выдвиганию штока гидроцилиндра). Для обоснования этого рассмотрим схему в относительных величинах, в которой на шток ГЦ действует помогающая нагрузка  $\overline{R}_{ном}$ , равная 0,5 от усилия торможения, давление нагнетания  $\overline{p}_н = 1$ .

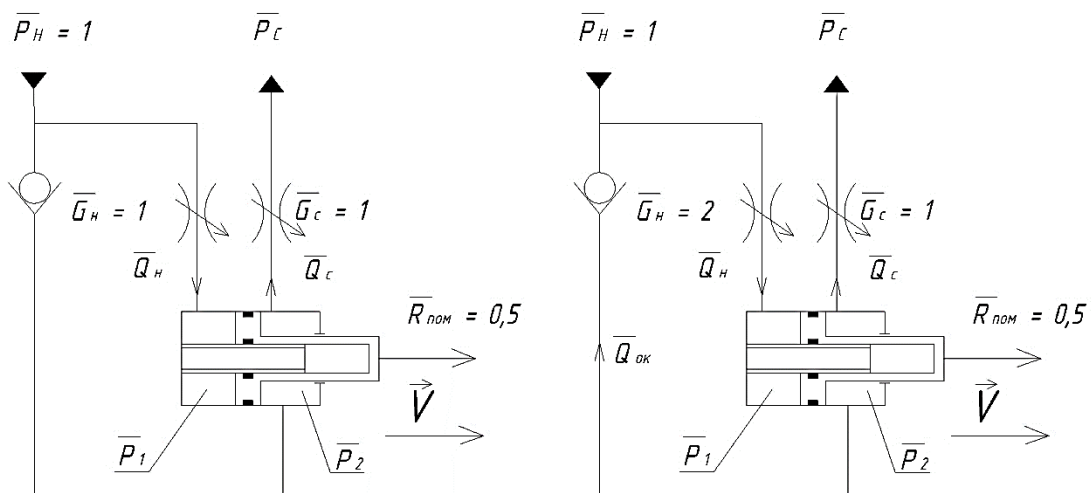
Рассмотрим случай, когда проводимости золотников в линиях слива и нагнетания, которые схематично представлены в виде дросселей, одинаковы:  $\overline{G}_с = 1$ ,  $\overline{G}_н = 1$  (Рисунок 3.4а). Требуется найти относительные расходы через дроссели в слив  $\overline{Q}_с = \overline{G}_с \sqrt{\overline{p}_2}$ , в линию нагнетания  $\overline{Q}_н = \overline{G}_н \sqrt{\overline{p}_н - \overline{p}_1}$  и через обратный клапан  $\overline{Q}_{ок} = \overline{Q}_н - \overline{Q}_с$ .

$$\begin{aligned} \bar{p}_2 &= 1, \quad \bar{p}_1 = \bar{p}_2 - \bar{R}_{ном} = 0,5 \\ \bar{Q}_c &= \bar{G}_c \sqrt{\bar{p}_2} = 1 \\ \bar{Q}_н &= \bar{G}_н \sqrt{\bar{p}_н - \bar{p}_1} = 1 \cdot \sqrt{0,5} = 0,7 \\ \bar{Q}_{ок} &= \bar{Q}_н - \bar{Q}_c = 0,7 - 1 < 0 \end{aligned} \quad (3.2)$$

Расхода через обратный клапан нет, схема неработоспособна.

Повторим вычисления для случая, когда  $\bar{G}_н = 1$ ,  $\bar{G}_c = 1$  (Рисунок 3.4б):

$$\begin{aligned} \bar{Q}_c &= \bar{G}_c \sqrt{\bar{p}_2} = 1 \\ \bar{Q}_н &= \bar{G}_н \sqrt{\bar{p}_н - \bar{p}_1} = 2 \cdot \sqrt{0,5} = 1,4 \\ \bar{Q}_{ок} &= \bar{Q}_н - \bar{Q}_c = 1,4 - 1 = 0,4 \end{aligned} \quad (3.3)$$



а) проводимости переменных дросселей одинаковы

б) проводимость переменного дросселя в линии нагнетания увеличена вдвое

Рисунок 3.4 - К обоснованию увеличения проводимости золотника, установленного в линии нагнетания

Таким образом, при  $\bar{R}_{ном} = 0,5$  через обратный клапан проходит около 40% расхода в сливную линию, схема работоспособна. Увеличение проводимости конструктивно производится за счёт удлинения рабочего окна в плоскости, перпендикулярной оси цилиндрического золотника.

Имитационное моделирование гидропривода проводилось с целью проверки предлагаемых технических решений по структуре второго каскада



усиления ЭГСП и её работоспособности. В качестве инструмента моделирования был выбран пакет визуального программирования MATLAB Simulink, позволяющий исследовать динамику линейных и нелинейных систем в диалоговом режиме путём сборки на экране схемы соединений функциональных звеньев с помощью технологии Drag-and-Drop. Библиотека Simhydraulics позволяет создавать модели гидравлических систем в среде Simulink и имитировать их работу. Все блоки Simhydraulics обладают графическим интерфейсом, что позволяет довольно просто формировать структурные схемы систем, используя как стандартный набор различных компонентов, так и создавая собственные блоки. Построение схем осуществляется копированием блоков из библиотеки в рабочее окно модели с последующим соединением их между собой и заданием конкретных функциональных параметров для каждого блока.

### **3.1.1 Объект моделирования и требования к нему**

Объект исследования – дроссельный гидропривод (ДГП), содержащий источник гидравлической энергии, золотниковый гидрораспределитель и исполнительный гидроцилиндр. При определении требований к энергетическим характеристикам ДГП были взяты за основу требования к силовому приводу цельноповоротного горизонтального оперения маневренного самолёта, который должен обеспечивать отклонение рулевой поверхности с угловой скоростью не менее 1 рад/с при нулевой величине шарнирного момента (скорость холостого хода выходного звена исполнительного гидродвигателя не менее 0,36 м/с) и удерживать без просадки выходного звена внешнюю нагрузку не менее 108000 Н.

### **3.1.2 Структура модели**

1) Источник питания – идеальный источник постоянного давления (Hydraulic Constant Pressure Source) 35 МПа;

2) Рабочее тело – гидравлическая жидкость Oil-50W с относительным содержанием растворённого воздуха 0,5 %, начальной температурой 60 °С, плотностью 851,6 кг/м<sup>3</sup>;

3) Исполнительный гидродвигатель – однокамерный гидроцилиндр двустороннего действия (Double-Acting Hydraulic Cylinder) компенсированного расхода с эффективной площадью 0,00306 м<sup>2</sup> (30,6 см<sup>2</sup>) и полным ходом штока 0,218 м;

4) Устройство распределения жидкости – два идеальных (с нулевым перекрытием и без утечек) золотниковых гидрораспределителя (3-Way Directional Valve) линий нагнетания и слива ЗГР1 и ЗГР2 с площадями рабочих окон 14 и 7 мм<sup>2</sup> соответственно и максимальным смещением золотников 5 мм; обратный клапан (Check Valve) с площадью проходного сечения 50 мм<sup>2</sup>;

5) Внешняя нагрузка имитируется идеальным источником усилия (Ideal Force Source), блоком приведённой массы рулевой поверхности самолёта 563 кг (Mass), упругим звеном (Translational Spring) с коэффициентом упругости 10 Н/м; демпфирующим звеном (Translational Damper) с коэффициентом демпфирования 10000 Н · с/м;

6) Подсистема задания ступенчатого или синусоидального входного сигнала на перемещение штока гидроцилиндра с обратными связями по его положению и по скорости;

7) Подсистема внешней нагрузки, в которой может задаваться три варианта нагружения: постоянное усилие, ступенчато нарастающее, линейно нарастающее; есть возможность менять направление его действия;

8) Подсистема, содержащая алгоритмы автоматического закрытия ЗГР2;

9) Регистраторы зависимостей следующих функциональных параметров гидропривода от времени:

а) Давления нагнетания  $P_n$ , давлений в полостях гидроцилиндра  $P_1$  и  $P_2$  [МПа]; сигнал проходит через фильтр  $W(s) = 1/(0,001s+1)$ ;

б) Объёмного расхода жидкости в линиях: нагнетания  $Q_n$ , слива через ЗГР1  $Q_{c1}$ , слива через ЗГР2  $Q_{c2}$ , через обратный клапан  $Q_{c.ок}$  [л/мин];

в) Перемещения штока ГЦ  $x_{um}$  [м];

г) Скорости перемещения штока  $V$  [м/с].

Структура модели представлена на Рисунке 3.5.

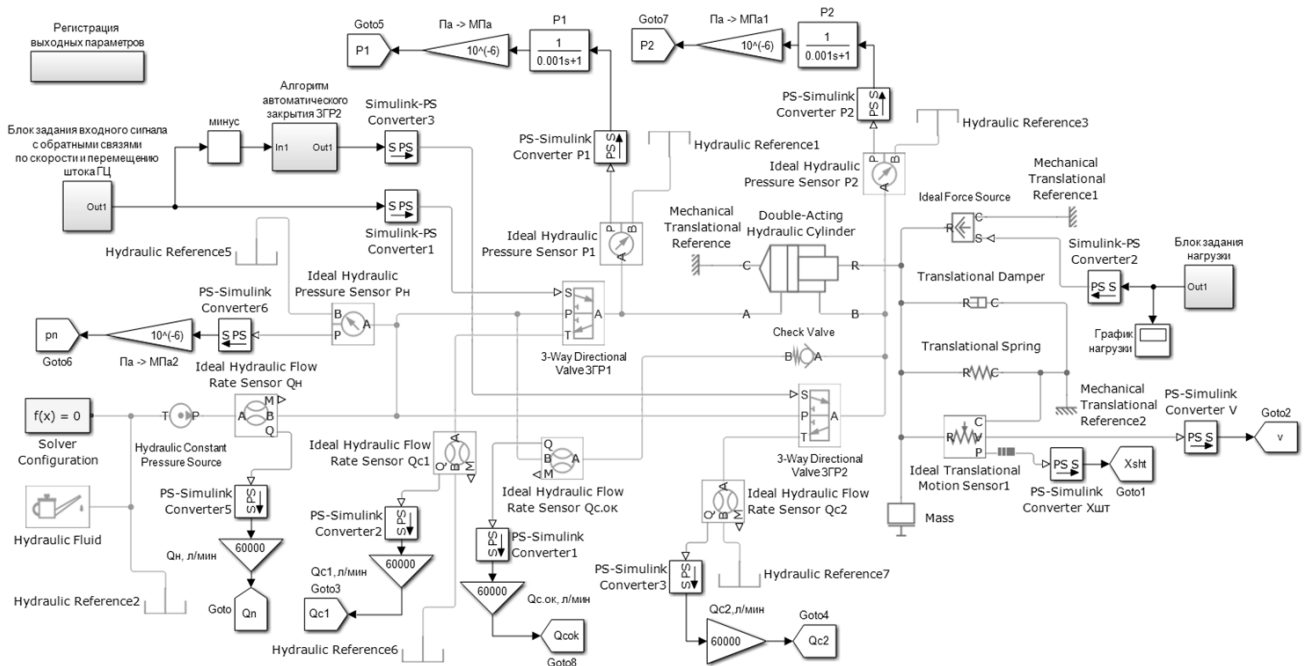


Рисунок 3.5 - Имитационная модель дросельного гидропривода в MATLAB Simulink

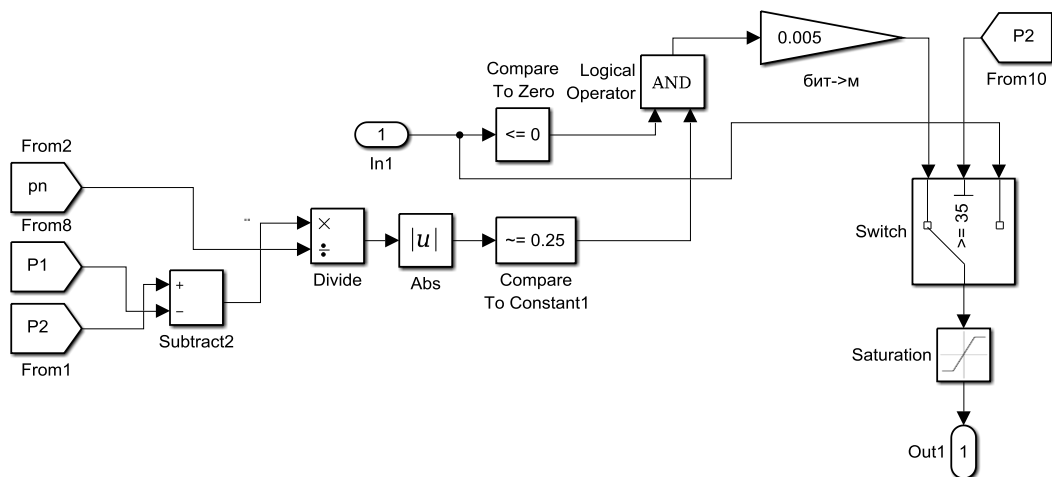


Рисунок 3.6 - Схема подсистемы «Алгоритм автоматического закрытия ЗГР2»

Гидроцилиндр моделируется блоком «Double-Acting Hydraulic Cylinder» (гидроцилиндр двустороннего действия), в котором не учитывается сжимаемость жидкости, инерция подвижных частей гидроцилиндра и трение. Внутренние и внешние утечки принимаются равными нулю. Расход жидкости  $q$  в полости гидроцилиндра описывается уравнением:

$$q = \frac{dV}{dt} + \varepsilon u_R A, \quad (3.4)$$

где  $V$  – объем полости гидроцилиндра,  $\varepsilon$  – безразмерный параметр, характеризующий направление движения штока (равен 1 или -1),  $u_R$  – скорость движения штока,  $A$  – эффективная площадь поршня.

Инерционность рулевой поверхности учитывается в модели через присоединенную к штоку гидроцилиндра приведенную массу (блок «Mass»). Упругость связи штока с рулевой поверхностью учитывается условной пружиной блока «Translational Spring», опора корпуса гидроцилиндра принимается абсолютно жесткой.

Обычно уравнение движения поршня гидроцилиндра записывается в виде:

$$(p_1 - p_2)A - R_{TP} - C_{CB}(x - x_m) = m_n \frac{d^2x}{dt^2}, \quad (3.5)$$

где  $(p_1 - p_2)$  – перепад давления в полостях гидроцилиндра из-за действия нагрузки,  $R_{mp}$  – сила трения поршня,  $C_{CB}$  – жесткость условной пружины, соединяющей шток цилиндра с рулевой поверхностью,  $x$ ,  $x_m$  – положение поршня цилиндра и присоединенной массы  $m_{np}$  соответственно,  $m_n$  – масса поршня и штока гидроцилиндра.

Для используемой имитационной модели гидроцилиндра  $R_{mp} = 0$ ,  $m_n = 0$ , и уравнение принимает вид уравнения статики:

$$(p_1 - p_2)A - C_{CB}(x - x_m) = 0 \quad (3.6)$$

Такие упрощения не позволяют ввести имитационную модель системы «золотник-гидроцилиндр» в неустойчивое состояние. Физическая причина неустойчивости гидропривода заключается в том, что вследствие сжимаемости

жидкости и упругости опоры гидроцилиндра шток с присоединенной к нему массой  $m_n$  по инерции проходит заданное положение равновесия. При этом механизм обратной связи смещает золотник от нейтрального положения, и в гидроцилиндре создается перепад давления, вызывающий возвратное движение поршня вместе с массой, которые снова проскакивают положение равновесия. Если поступающая в гидропривод энергия будет больше затраченной из-за диссипации энергии, то возникшие колебания окажутся расходящимися по амплитуде.

Порядок работы алгоритма управления структурой ЗГР в зависимости от нагрузки следующий. Первое условие, поступающее на вход блока AND (логический оператор И):  $|(p_1 - p_2)/p_n| = 0,25$ , величины давлений снимаются с соответствующих датчиков. Если условие выполняется, на вход блока AND поступает единица, если нет – ноль. Второе условие: сигнал на перемещение золотника ЗГР2 меньше или равен нулю (то есть даётся команда на открытие ЗГР2 для перепуска жидкости из подпоршевой полости ГЦ в слив). Если условие выполняется, на вход блока AND поступает единица, если нет – ноль. Третье условие ( $p_2 > p_n$ ) заключено в блоке переключателя Switch, который при выполнении этого условия подаёт на выход команду о закрытии ЗГР2 (сформированную в результате работы логического оператора AND), а при невыполнении – изначальный входной сигнал на этот золотник (в обход вышеописанных логических условий).

На Рисунке А1 (приложение А) сравниваются две группы зависимостей объёмного расхода жидкости от времени при постоянной помогающей нагрузке 60000 Н и ступенчатым входным сигналом (на второй секунде моделирования) на выпуск штока ГЦ – для модели, не содержащей представленного выше алгоритмического блока, и для содержащей алгоритмический блок. При отсутствии алгоритмического блока ЗГР2  $Q_{c2} > 2Q_{c.ок}$ , а при его наличии весь расход в слив проходит через клапан, что демонстрирует работоспособность предложенного усовершенствования.

Структура подсистемы задания входного сигнала приведена на Рисунке 3.7 и имеет в составе переключатель между вариантами формы сигнала (ступенчатый или синусоидальный) и обратные связи по скорости и по положению штока. Стоит отметить, что в модели Simulink величина скорости штока получается напрямую из блока Ideal Translational Motion Sensor1, однако в реальной конструкции скорость вычисляется методом дифференцирования сигнала с датчика положения штока, установленного внутри гидроцилиндра.

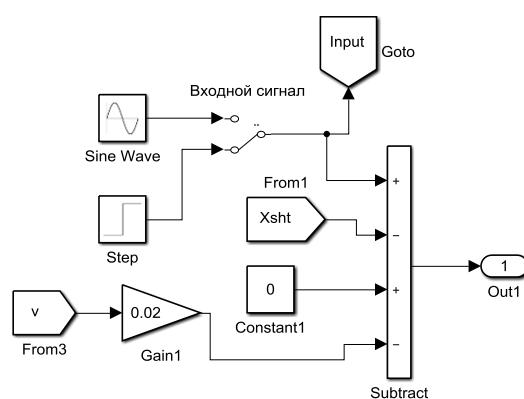


Рисунок 3.7 - Подсистема задания входного сигнала

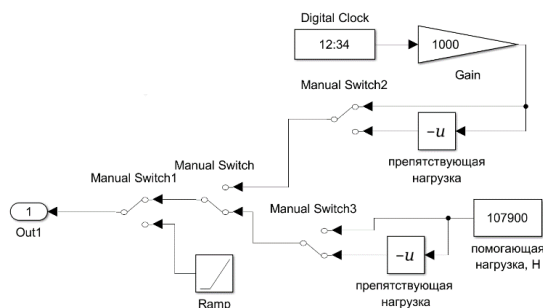


Рисунок 3.8 - Подсистема задания внешней нагрузки

### 3.1.3 Результаты имитационного моделирования

На Рисунке A2 (приложение A) для расчётного случая A приведены зависимости от времени моделирования: положения штока  $x_{шт}$  [м], скорости штока  $V$  [м/с], давления в полостях гидроцилиндра  $P_1$  и  $P_2$  [МПа]. Анализ зависимостей позволил сделать вывод, что привод удовлетворяет требованию по скорости холостого хода не менее 0,36 м/с.

На Рисунке А3 (приложение А) для расчётного случая Б приведены зависимости от времени моделирования: положения штока  $x_{шт}$  [м], давлений в полостях гидроцилиндра  $P_1$  и  $P_2$  [МПа], внешнего усилия  $R$  [Н], действующего на шток, объёмных расходов жидкости в линиях нагнетания  $Q_n$ , слива через ЗГР1  $Q_{c1}$ , слива через ЗГР2  $Q_{c2}$ , клапана  $Q_{c.ок}$  [л/мин]. Анализ зависимостей позволил сделать вывод, что привод удовлетворяет требованию по усилию торможения не менее 108000 Н. Начиная с нагрузки 30000 Н вступает в работу алгоритм перепуска жидкости через клапан, а с 70000 Н постепенно уменьшается амплитуда перемещения штока гидроцилиндра.

### 3.1.4 Определение нагрева рабочей жидкости при дросселировании

Одним из результатов изменений, внесённых в принципиальную схему гидрораспределителя, является снижение температуры рабочей жидкости при помогающих нагрузках за счёт её перепуска через клапаны кольцевания, проходное сечение которых больше, чем сечение рабочих окон ЗГР. Для количественной оценки величины нагрева жидкости рассмотрим случай, когда постоянная помогающая нагрузка равна 60000 Н. По результатам моделирования расход в слив составляет  $Q = 0,00167 \text{ м}^3/\text{с}$  (100 л/мин). Из-за большой скорости жидкости теплоотдачей от жидкости к конструкции дроссельного устройства обычно пренебрегают, считая, что всё тепло идёт на нагрев жидкости. Тогда прирост её температуры зависит только от перепада давления на рабочем окне золотника и может быть вычислен по формуле согласно [52]:

$$\Delta T = \frac{\Delta p}{\rho c I} [^{\circ}\text{C}], \quad (3.7)$$

где  $c = 0,5 \text{ ккал/кг} \cdot ^{\circ}\text{C}$  – удельная теплоёмкость жидкости,  $I = 4270 \text{ кг} \cdot \text{м/ккал}$  – механический эквивалент.

Потери давления на рабочем окне:

$$\Delta p = \frac{2}{\rho g} \left( \frac{Q}{\mu f} \right)^2, \quad (3.8)$$

где  $f$  – площадь проходного сечения,  $Q = 0,00167 \text{ м}^3/\text{с}$  – расход.

Гидравлический КПД гидрораспределителя зависит от суммарных потерь давления в его дросселирующих элементах и вычисляется по формуле:

$$\eta_z^p = \frac{p_n - \Sigma \Delta p}{p_n} \quad (3.9)$$

- 1) дросселирующее окно,  $f = 7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ :

$$\Delta p = \frac{850}{2 \cdot 9,81} \left( \frac{0,00167}{0,7 \cdot 7 \cdot 10^{-6}} \right)^2 = 5 \text{ МПа}$$

$$\Delta t = \frac{5 \cdot 10^6}{850 \cdot 0,5 \cdot 4270} = 2,8 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\eta_z^p = \frac{35 - 5}{35} = 0,86$$

- 2) клапан,  $f = 5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$ :

$$\Delta p = \frac{850}{2 \cdot 9,81} \left( \frac{0,00167}{0,7 \cdot 5 \cdot 10^{-5}} \right)^2 = 0,1 \text{ МПа}$$

$$\Delta t = \frac{0,1 \cdot 10^6}{850 \cdot 0,5 \cdot 4270} = 0,1 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\eta_z^p = \frac{35 - 2 \cdot 0,1}{35} = 0,994$$

Поскольку клапан не оказывает почти никакого сопротивления потоку жидкости, изменение температуры жидкости минимально, и снижается тепловая напряжённость гидравлической системы.

Чтобы оценить относительное снижение массы теплообменника гидросистемы  $G_{TO}$  и насоса  $G_H$ , воспользуемся зависимостями от установочной мощности  $N_{уст}$  блока питания ГС, выведенными авторами [54, 55]:

$$G_{TO} = k_{GTO} (k_N N_{уст})^2 + 2,1 \quad (3.10)$$

$$G_H = 8,2 \cdot 10^{-4} N_{уст}, \quad (3.11)$$

где  $k_{GTO} = 0,03$ ,  $k_N = 0,22$ .



Вычислим общий КПД гидропривода для типового насоса с  $\eta^H = 0,81$  и гидрораспределителя с объемным КПД  $\eta_{об}^P = 0,99$  и гидравлическим КПД  $\eta_z^P = 0,86$ .

$$\eta = \eta_{об}^P \eta^H \eta_z^P = 0,689$$

При  $\eta_z^P = 0,994$ :

$$\eta = \eta_{об}^P \eta^H \eta_z^P = 0,797$$

Общий КПД гидропривода увеличится на 10,8 %, следовательно, на такую же величину уменьшится установочная мощность  $N_{ycm}$ . Изменение массы теплообменника при  $N_{ycm} = 96$  кВт, согласно (3.10), составит:

$$\Delta G_{ТО} = k_{ГТО} \left( (k_N N_{ycm})^2 - \left( k_N \frac{N_{ycm}}{1,108} \right)^2 \right) = 0,185 k_{ГТО} (k_N N_{ycm})^2 = 2,47 \text{ кг}$$

Изменение массы насоса с  $N_{ycm} = 96$  кВт, согласно (3.11), составит:

$$\Delta G_n = 8,2 \cdot 10^{-4} \left( N_{ycm} - \frac{N_{ycm}}{1,108} \right) = 0,8 \cdot 10^{-4} N_{ycm} = 7,68 \text{ кг}$$

Снижение потерь давления на дросселирование в гидрораспределителе на 13 % позволит **уменьшить массу насоса** с исходной установочной мощностью  $N_{ycm} = 96$  кВт **на 10 %**, а **массу теплообменника на 15,5 %**. С учетом того, что количество гидроприводов в системе управления составляет около 8..20, этот выигрыш будет больше.

### 3.2 Оценка применения локальных гидросистем как способа повышения энергетической эффективности гидросистемы самолета

Опыт разработки некоторых зарубежных транспортных самолетов показал, что использование локальных гидросистем на базе электроприводных насосных станций для работы приводов рулевых поверхностей, расположенных в хвостовой части самолёта, может дать положительный эффект в виде снижения массы самолета. По оценкам разработчиков, это достигается заменой трубопроводов от центроплана до хвостовой части фюзеляжа на легкие электрические кабели и

снижением мощности централизованных гидросистем. В реализованных на серийно выпускаемых самолетах фирмы Airbus структурах силовых систем управления локальные гидросистемы используются совместно с автономными рулевыми приводами. В работе [37] рассмотрены несколько вариантов структур силовых систем управления полетом. Например, в одной из них энергия к рулевым приводам, находящимся в хвостовой части самолета, поступает только электрическая, традиционные электрогидравлические рулевые приводы обслуживают руль высоты, а комбинированные приводы (ЕВНА) руля направления потребляют гидравлическую энергию от насосных станций локальных гидросистем и электрическую от электросистем. Такая мера обеспечила суммарное снижение веса для среднемагистрального самолёта на 140..160 кг (использовались весовые данные приводов, производимых фирмами «Goodrich» и «Liebherr»). По оценкам Moog масса хвостовой части силовой системы управления увеличится на 53 кг, поскольку добавится масса насосных станций и утяжеление приводов. Заявленный выше выигрыш обеспечивается отсутствием трубопроводов и их крепежа в фюзеляже, освобождением объема, занимаемого трубами, и устранением третьей централизованной гидросистемы [37].

На двухпалубном пассажирском самолёте Airbus A-380 также был выполнен переход от трёх независимых гидросистем к двум; на нём предусмотрено разнородное резервирование энергопитания систем управления: две независимые централизованные гидросистемы с обычными гидроприводами и два электрических контура с электрогидравлическими автономными и комбинированными рулевыми приводами. Это позволяет управлять самолётом даже в случае отказа обеих гидросистем. Кроме того, на А-380 впервые в гражданском авиационном строении номинальное давление в гидросистемах было повышено с традиционных 21 МПа до 35 МПа. Эти мероприятия позволили уменьшить общую длину гидравлических трубопроводов и снизить массу самолёта на 450 кг [65].

В работе [95] представлена математическая модель для сравнительной оценки различных структур системы управления легкого самолета. Результаты моделирования показали, что структуры с электромеханическими приводами рулей требуют меньшего отбора мощности от двигателя, но в то же время они намного тяжелее (более 15 %). Прирост массы происходит как из-за массы каждого привода, так и из-за увеличения массы электрической системы, что связано с увеличившимися нагрузками на нее [94].

В работе [96] выполнен сравнительный анализ традиционной силовой части системы управления для ближне- и среднемагистральных самолетов с локальными гидравлическими системами. Сравнение проводилось по критерию отказобезопасности. Сравнимые структуры силовой части системы управления полностью соответствовали требованиям авиационных правил АП-25. Рассмотренная авторами структура силовой части системы управления с локальными гидросистемами по надежности сравнима с типовым вариантом силовой части системы управления, а в ряде случаев превосходит ее на порядок. Повышение надежности в канале крена и в канале торможения связано с увеличением количества источников энергии силовых приводов [96].

Ранее на кафедре «Системы оборудования летательных аппаратов» МАИ была проведена работа по анализу массы двух вариантов систем управления тяжелого магистрального самолета - с централизованным питанием гидроприводов и с автономными рулевыми приводами электрогидростатического и комбинированного типа (смешанная) для нескольких величин давления нагнетания. Для расчета массы систем силового привода централизованных систем обоих вариантов использовалась разработанная на кафедре методика расчета. Перспективный четырехсистемный централизованный вариант гидросистемы оказался заметно легче варианта смешанной системы (как на А-380) – 1054 кг и 1216 кг соответственно [30]. Это противоречит оценкам, выполненным зарубежными фирмами Moog, Eaton.

Таким образом, возникла потребность в уточненной математической модели, которая бы учитывала большее количество факторов, влияющих на

изменение массы силовой системы управления транспортного самолета при переходе к структуре, содержащей локальные гидросистемы. Существующие методики не учитывают изменения массы системы электроснабжения при переходе к смешанной структуре энергопитания гидроприводов, а также сопутствующего изменения массы гидронасосов.

Отсюда следуют цели и задачи исследования, описанного в данном разделе:

1) усовершенствовать разработанную ранее методику расчета таким образом, чтобы учесть изменение массы основных насосов централизованных гидросистем при переходе к локальным гидросистемам, дополнительную массу электропроводки к насосным станциям и увеличение мощности прочих агрегатов электросистемы вследствие дополнительной нагрузки на нее;

2) используя модифицированную методику, сравнить между собой по массе две структуры силовых систем управления тяжелого дальнемагистрального самолета – с четырьмя централизованными гидросистемами и смешанную с гидропитанием приводов рулей высоты и направления от локальных гидросистем при сохранении централизованных гидросистем (структуры одинаковы по кратности резервирования приводов по питанию).

### **3.2.1 Описание объекта моделирования**

В качестве объекта выбран тяжелый дальнемагистральный самолет Ил-96-300 с четырьмя двигателями. Каждый руль высоты (левый и правый) разделен на две секции – внутреннюю и внешнюю. Каждая секция руля высоты приводится в действие двумя гидроусилителями. Руль направления разделен на две секции – верхнюю и нижнюю, каждая из них приводится в действие тремя гидроусилителями. Гидроусилители – моноблочного исполнения, одноканальные, компенсированного расхода.

### 3.2.2 Система электроснабжения самолета Ил-96-300

Основными первичными источниками электроэнергии в системе электроснабжения (СЭС) являются 4 привод-генератора ГП-25, вырабатывающие переменный трехфазный ток напряжением 115/200 В стабильной частоты 400 Гц, установленные по одному на каждом двигателе. Аварийными и резервными источниками питания являются: генератор переменного трехфазного тока напряжением 115/200 В 400 Гц, установленный на двигателе ВСУ, и 5 аккумуляторных батарей напряжением 24 В. Для питания небольшого количества потребителей переменного тока 115 В 400 Гц, необходимых для продолжения полета до запуска ВСУ и в случае отказа или отключения всех четырех генераторов, установлено 2 однофазных статических преобразователя ПОС-1000Б. [58]

Система переменного тока 115/200 В 400 Гц с заземленным нулевым проводом состоит из двух независимых подсистем левого и правого борта. Каждая подсистема имеет 2 автономных канала генерирования, каждый из которых включает в себя привод-генератор с пускорегулирующей и защитной аппаратурой, центральное распределительное устройство. Подсистема левого борта включает генераторы 1 и 2, правого – 3 и 4. Параллельная работа генераторов не предусмотрена. При отказе любого генератора потребители этого канала автоматически переключаются на питание от другого исправного генератора данной подсистемы. [58]

При отказе двух генераторов одного борта предусмотрено ручное объединение бортов с помощью кнопки «ОБЪЕДИНЕНИЕ», при котором потребители обоих неисправных каналов подключаются к исправному генератору внутреннего двигателя другого борта. Генератор ВСУ используется в полете для питания шин одной подсистемы при отказе трех генераторов, а также в случае отказа всех генераторов – для питания шин всех четырех каналов. Система переменного трехфазного тока включает 4 центральных распределительных устройства (ЦРУ), каждое из которых получает независимое питание от своего

генератора. К каждому ЦРУ подключено одно распределительное устройство (РУ) или одно хвостовое распределительное устройство (ХРУ). РУ размещены в кабине экипажа, ХРУ – в грузоотсеке №3, ЦРУ – в электроотсеке. [58]

### 3.2.3 Характеристики гидравлической жидкости и конструкционных материалов гидросистемы

Жидкость НГЖ-4У:

Кинематическая вязкость при температуре 50 °С:  $\nu = 8,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$

Плотность  $\rho_{\text{ж}} = 1063 \text{ кг/м}^3$

Коэффициент температурного расширения  $\beta_t = 0,000875 \text{ 1/}^\circ\text{С}$

Таблица 3.1 – Свойства конструкционных материалов

Конструкционный материал	АК4	12Х18Н10Т	БроСН10-2-3
Плотность $\rho_{\text{м}}$ , кг/м <sup>3</sup>	2770	7900	8600
Предел прочности $\sigma_{\text{в}}$ , МПа	375	515	245
Допускаемые напряжения $[\sigma]=\sigma_{\text{в}}/3$ , МПа	125	172	81,7
Применяемость	Трубопроводы слива, гидробак	Трубопроводы нагнетания	Блок цилиндров насоса

### 3.2.4 Секционирование рулевых поверхностей хвостового оперения

Каждая секция приводится в действие тремя гидроусилителями. Давление нагнетания  $p_{\text{н}} = 21 \text{ МПа}$  (210 кгс/см<sup>2</sup>), давление слива  $p_{\text{с}} = 3 \text{ МПа}$  (30 кгс/см<sup>2</sup>). Гидроусилители – моноблочного исполнения, однокамерные, компенсированного расхода, входной сигнал – механический, от жесткой проводки управления.

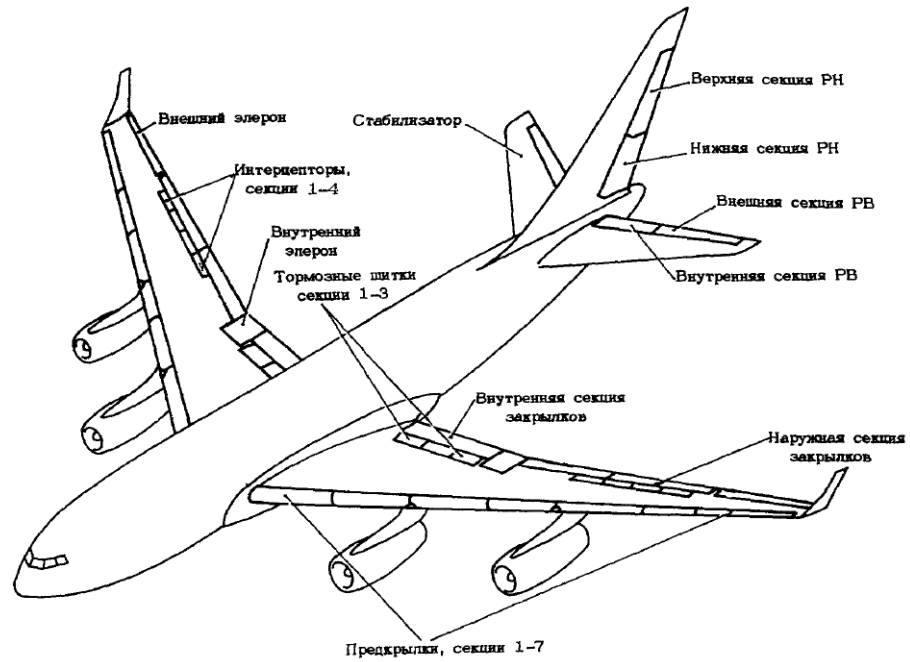


Рисунок 3.9 – Секционирование рулевых поверхностей

### 3.2.5 Сравнимые структуры энергообеспечения рулевых приводов

1) Питание от 4х централизованных гидросистем (ЦГС):

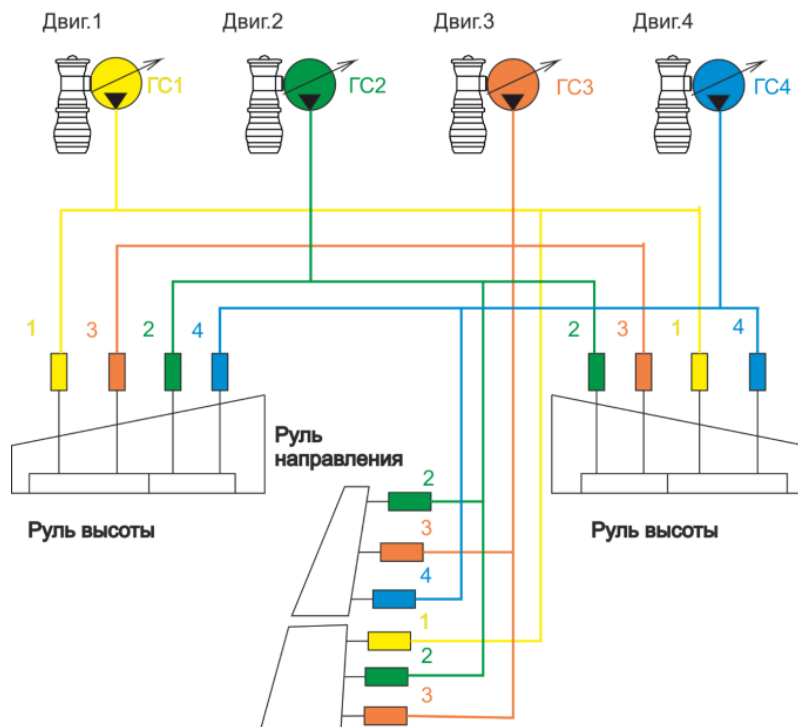


Рисунок 3.10 – Структурная схема централизованного варианта энергопитания

2) Гидропитание от четырех локальных гидросистем (ЛГС) на базе электроприводных насосных станций (НС):

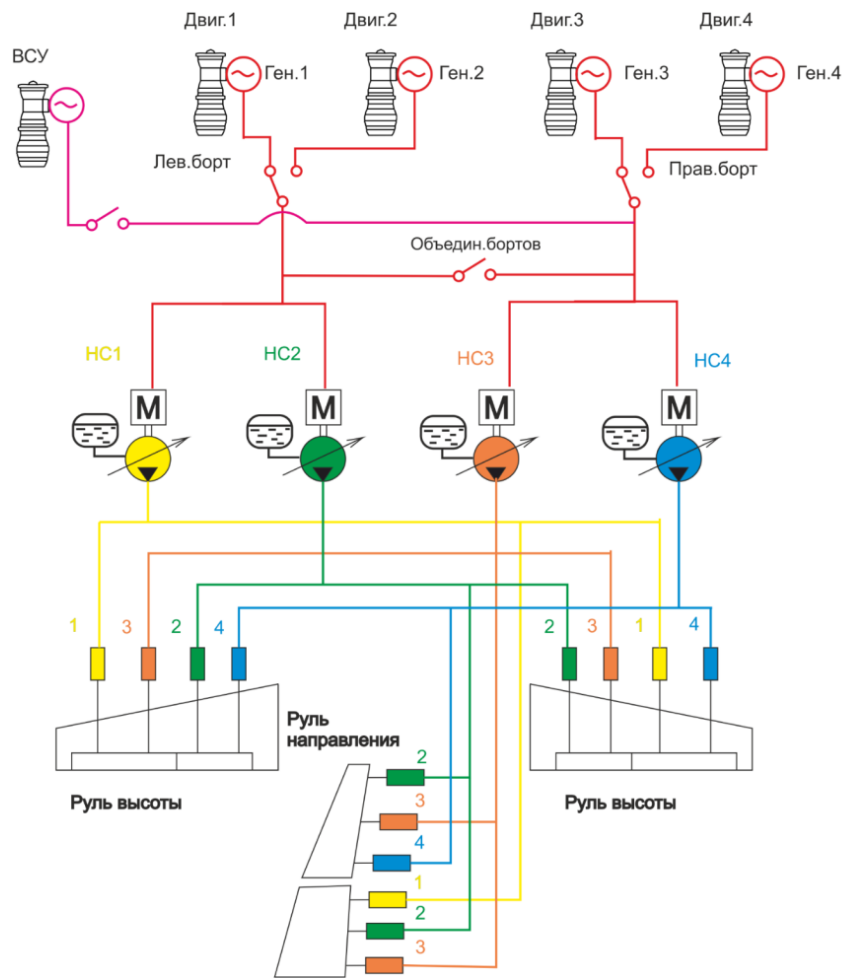


Рисунок 3.11 - Структурная схема смешанного варианта энергопитания

### 3.2.6 Структура № 1

Подвод питания от насоса каждой ГС до гидроусилителей (ГУ) можно разделить на два участка:

- участок А от насоса Н до точки разветвления, расположенной примерно у основания киля, включает в себя трубопровод нагнетания массой  $G_{н.тр.}$ , внутренним диаметром  $d_{н.А}$ , толщиной стенки  $\delta_{н.А}$ , длиной  $L_A = 45$  м, наружным диаметром  $D_{н.А}$ ; трубопровод слива массой  $G_{с.тр.}$ , внутренним диаметром  $d_{с.А}$ , толщиной стенки  $\delta_{с.А}$ , длиной  $L_A = 45$  м, наружным диаметром  $D_{с.А}$ ;



– участок Б от точки разветвления до ГУ включает в себя трубопровод нагнетания массой  $G_{ГЦ.н.тр.}$ , внутренним диаметром  $d_{н.Б}$ , толщиной стенки  $\delta_{н.Б}$ , длиной  $L_B$ , наружным диаметром  $D_{н.Б}$ ; трубопровод слива массой  $G_{ГЦ.с.тр.}$ , внутренним диаметром  $d_{с.Б}$ , толщиной стенки  $\delta_{с.Б}$ , длиной  $L_B$ , наружным диаметром  $D_{с.Б}$ .

Насос и гидроусилители из весовой сводки исключаются. Таким образом, суммарная масса  $G_{\Sigma}$  подводков питания к приводам хвостовой части складывается только из масс трубопроводов с жидкостью согласно Таблице 3.2. При этом учитывается различная длина трубопроводов к ГУ разных секций РВ и РН согласно Таблице 3.3.

Таблица 3.2 – Весовая сводка структуры № 1

Гидросистема	Потребители	Масса $G_{\Sigma}$
1	2 ГУ РВ + 1 ГУ РН	$G_{н.тр.} + G_{с.тр.} + 3(G_{ГЦ.н.тр.} + G_{ГЦ.с.тр.})$
2	2 ГУ РВ + 2 ГУ РН	$G_{н.тр.} + G_{с.тр.} + 4(G_{ГЦ.н.тр.} + G_{ГЦ.с.тр.})$
3	2 ГУ РВ + 2 ГУ РН	$G_{н.тр.} + G_{с.тр.} + 4(G_{ГЦ.н.тр.} + G_{ГЦ.с.тр.})$
4	2 ГУ РВ + 1 ГУ РН	$G_{н.тр.} + G_{с.тр.} + 3(G_{ГЦ.н.тр.} + G_{ГЦ.с.тр.})$

Таблица 3.3 - Длины трубопроводов от точки разветвления до гидроусилителей

Потребитель	Длина $L_B$ , м
Привод внешней секции РВ	8,8
Привод внутренней секции РВ	4,0
Привод нижней секции РН	2,5
Привод верхней секции РН	7,5

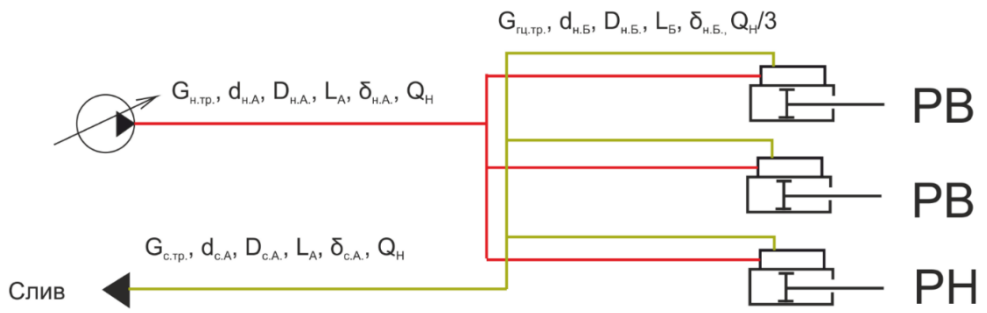


Рисунок 3.12 - Параметры трубопроводов 1,4 ГС

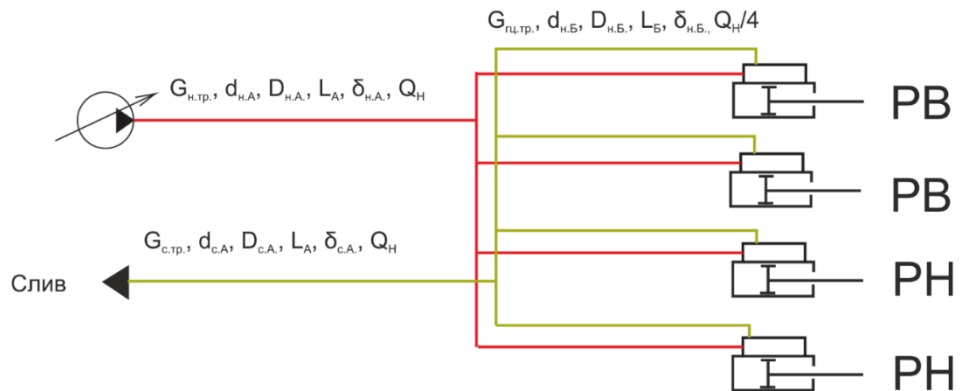


Рисунок 3.13 - Параметры трубопроводов 2,3 ГС

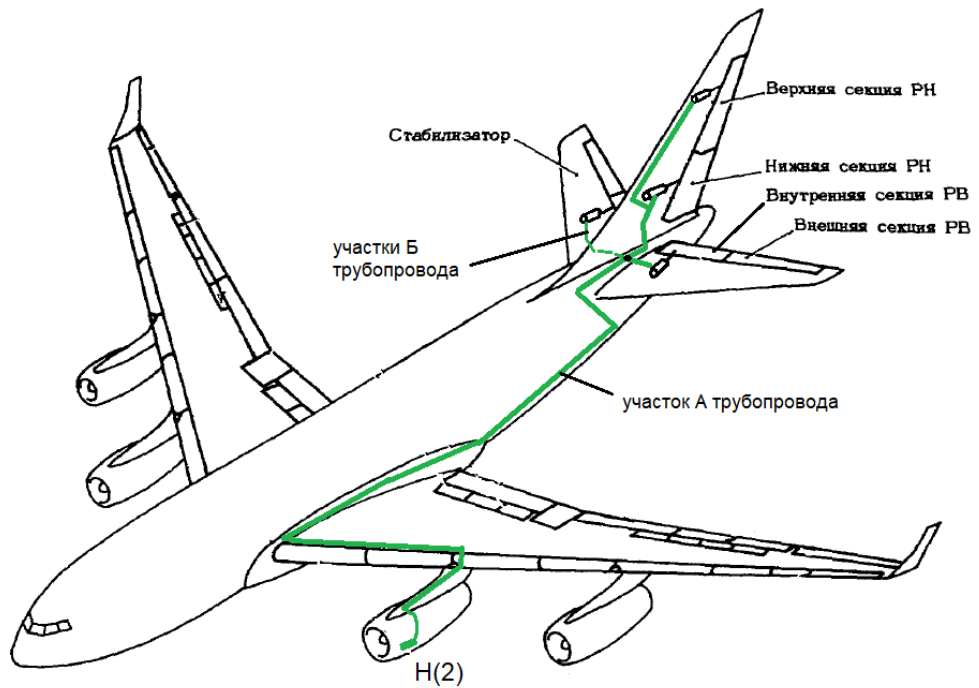


Рисунок 3.14 - Компоновка подвода питания на примере 2ГС

Максимальная потребная мощность гидроприводов хвостового оперения составляет 9800 Вт.

Таблица 3.4 – Потребные мощности гидроприводов хвостового оперения

Расчетный случай	Посадка	Взлет
Мощность на 1 ГЦ внутренней секции РВ, Вт	1933	2426
Мощность на 1 ГЦ внешней секции РВ, Вт	2788	3495,5
Мощность на 1 ГЦ нижней секции РН, Вт	658	1905
Мощность на 1 ГЦ верхней секции РН, Вт	681	1975
Мощность на приводы хвостового оперения, питающиеся от 1ГС	6234	8896
Мощность на приводы хвостового оперения, питающиеся от 2ГС	5205	8732
Мощность на приводы хвостового оперения, питающиеся от 3ГС	6060	<b>9800</b>
Мощность на приводы хвостового оперения, питающиеся от 4ГС	5402	7896,5

Принимая относительные потери по длине в первом приближении  $a = 0,3$ , вычисляем потребные расходы  $Q_H$  для каждой ГС.

$$Q_H = \frac{N}{p_n(1-a)} \quad (3.12)$$

Таблица 3.5 – Потребные расходы

	1ГС	2ГС	3ГС	4ГС
$Q_H$ , л/мин	36,31	35,64	40,00	32,23

Принимаем, что расход  $Q_H$  делится поровну между всеми ГУ, обслуживаемыми гидросистемой. Диаметр проходного сечения трубы нагнетания вычисляется по аналитико-статистической формуле:

$$d_{н.А} = \sqrt[4,75]{\frac{K_T L_A Q_H^{1,75}}{\alpha p_n}}, \quad (3.13)$$

$$K_T = \frac{0,242 \rho_{жс} v^{0,25}}{g} = 1,4242 \frac{кг \cdot с}{м}$$

Минимальная толщина стенки трубы согласно третьей теории прочности:

$$\delta_{н.А} = \frac{d_{н.А}}{2} \left( \sqrt{\frac{[\sigma]}{[\sigma] - 2p_n}} - 1 \right) \quad (3.14)$$

Наружный диаметр трубы:

$$D_{н.А} = d_{н.А} + 2\delta_{н.А} \quad (3.15)$$

Полученные расчетные значения диаметров  $D_{н.А}$  [мм] и толщин стенок  $\delta_{н.А}$  [мм] округляются до ближайших стандартных согласно Таблице Б1 (приложение Б). Также на выбор типоразмера трубопроводов накладываются ограничения по скорости течения жидкости и относительным потерям давления по длине трубы. Воспользуемся рекомендациями [43] (Таблица 3.6). Рекомендуемая скорость потока в линии нагнетания не более 8 м/с, в линии слива не более 3 м/с. Рекомендуемые относительные потери давления 5..10 % от номинального давления нагнетания или слива.

Таблица 3.6 – Рекомендуемые скорости потока жидкости

Магистраль	Рекомендуемая скорость потока, м/с			
	Башта	Феззилье	Хохлов	Абрамов
Всасывающая	0,5...1,5	1,5...2,5	2...4	1,2
Слива	2...3	-	-	2
Нагнетания	6	2,5...5	6	8...10

Масса трубопровода с жидкостью вычисляется по стандартным  $D_{н.А}$  и  $\delta_{н.А}$ :

$$G_{н.тр} = 1,3 \left( \frac{\pi(D_{н.А}^2 - d_{н.А}^2)L_A\rho_M}{4} + \frac{\pi d_{н.А}^2 L_A \rho_{ж}}{4} \right) = 0,325\pi L_A ((D_{н.А}^2 - d_{н.А}^2)\rho_M + d_{н.А}^2 \rho_{ж}) \quad (3.16)$$

Здесь  $\rho_M$  и  $[\sigma]$  соответствуют нержавеющей стали 12X18H10T. Коэффициент 1,3 учитывает массу колодок крепления трубопроводов к каркасу и массу соединительной арматуры.

Аналогичные формулы применяются для трубопроводов слива,  $\rho_M$  и  $[\sigma]$  соответствуют сплаву АК4:

$$d_{c.A} = 4.75 \sqrt{\frac{K_T L_A Q_H^{1.75}}{\alpha p_c}} \quad (3.17)$$

$$\delta_{c.A} = \frac{d_{c.A}}{2} \left( \sqrt{\frac{[\sigma]}{[\sigma] - 2p_c}} - 1 \right) \quad (3.18)$$

$$D_{c.A} = d_{c.A} + 2\delta_{c.A} \quad (3.19)$$

$$G_{c.тр} = 0,325\pi L_A ((D_{c.A}^2 - d_{c.A}^2)\rho_M + d_{c.A}^2 \rho_{жс}) \quad (3.20)$$

Для трубопроводов на участке Б  $\rho_M$  и  $[\sigma]$  соответствуют нержавеющей стали 12Х18Н10Т:

$$d_{н.Б} = 4.75 \sqrt{\frac{K_T L_B Q_{H.ГЦ}^{1.75}}{\alpha p_n}} \quad (3.21)$$

$$\delta_{н.Б} = \frac{d_{н.Б}}{2} \left( \sqrt{\frac{[\sigma]}{[\sigma] - 2p_n}} - 1 \right) \quad (3.22)$$

$$D_{н.Б} = d_{н.Б} + 2\delta_{н.Б} \quad (3.23)$$

$$G_{н.тр} = 0,325\pi L_B ((D_{н.Б}^2 - d_{н.Б}^2)\rho_M + d_{н.Б}^2 \rho_{жс}) \quad (3.24)$$

Результаты для 1ГС представлены в Таблице Б2 (приложение Б), 2ГС – в Таблице Б3, 3ГС – в Таблице Б4, 4ГС – в Таблице Б5. Суммарная масса трубопроводов  $G_{\Sigma ГС}$  составит:

Таблица 3.7 – Суммарная масса трубопроводов с жидкостью структуры № 1

Гидросистема	Потребители	Масса $G_{\Sigma}$
1	2 ГУ РВ + 1 ГУ РН	$G_{н.тр.} + G_{с.тр.} + 6G_{ГЦ.тр.} = 46,985$ кг
2	2 ГУ РВ + 2 ГУ РН	$G_{н.тр.} + G_{с.тр.} + 8G_{ГЦ.тр.} = 46,089$ кг
3	2 ГУ РВ + 2 ГУ РН	$G_{н.тр.} + G_{с.тр.} + 8G_{ГЦ.тр.} = 46,889$ кг
4	2 ГУ РВ + 1 ГУ РН	$G_{н.тр.} + G_{с.тр.} + 6G_{ГЦ.тр.} = 45,960$ кг
Итого:		<b><math>G_{\Sigma ГС} = 185,923</math> кг</b>

### 3.2.7 Структура № 2

В хвостовой части самолета размещаются 4 электроприводных насосных станции (НС) трехфазного переменного тока 115 В, 400 Гц с насосом переменной подачи, обеспечивающих энергией 4 локальные гидросистемы (ЛГС). Насосные станции НС1 и НС2 подключены к подсистеме электроснабжения левого борта, НС3 и НС4 – к подсистеме правого борта. Распределение потребителей (РВ, РН) по ЛГС аналогично распределению в структуре с централизованными ГС. Геометрию трубопроводов на участках от НС до ГУ можно считать идентичной геометрии трубопроводов Б в структуре № 1. Для приема и хранения рабочей жидкости в каждой ЛГС устанавливается гидробак (гидрокомпенсатор).

Масса системы энергопитания приводов хвостовой части самолета  $G_{\Sigma ЛГС}$  складывается из следующих компонентов:

$$G_{\Sigma ЛГС} = 4(G_{бак} + G_{нс}) + G_{пр\Sigma} + G_{тр\Sigma}, \quad (3.25)$$

где  $G_{бак}$  – масса гидробака,  $G_{нс}$  – масса насосной станции,  $G_{пр.\Sigma}$  – суммарная масса электрических кабелей,  $G_{тр.\Sigma}$  – суммарная масса трубопроводов.

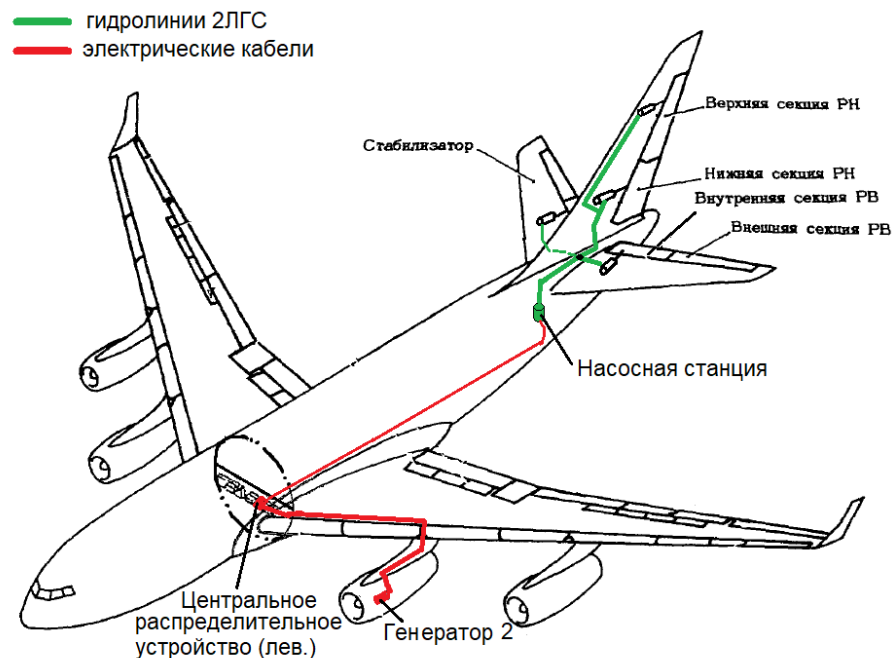


Рисунок 3.15 – Пример компоновки подвода энергопитания к гидроприводам рулевых поверхностей хвостового оперения по смешанной структуре

Масса НС равна сумме массы гидронасоса  $G_{нас}$  и массы электродвигателя  $G_{дв}$ :

$$G_{нс} = G_{нас} + G_{дв} \quad (3.26)$$

Масса электрических кабелей включает в себя массы четырех жгутов по три одинаковых фазных провода от распределительного устройства к каждой НС; масса каждого провода равна  $G_{пр}$ :

$$G_{пр\Sigma} = 12G_{пр} \quad (3.27)$$

Для сокращения номенклатуры применяемых НС принимается, что все четыре НС будут одинаковы по характеристикам, и каждая должна обеспечить работу приводов с суммарной потребляемой мощностью не менее 9,8 кВт.

### 3.2.8 Расчет массы ЛГС и насосной станции

Расчет производится в следующем порядке:

- 1) расчет массы насоса переменной подачи на основе статистических зависимостей;
- 2) расчет массы трубопроводов;
- 3) расчет объема и массы гидробака на основе статистических зависимостей;
- 4) построение зависимости удельной массы электродвигателя НС на основе характеристик серийных НС-аналогов;
- 5) определение массы электродвигателя по полученной зависимости;
- 6) расчет массы электропроводки.

#### 3.2.8.1 Расчет массы насоса.

Из рассмотрения структуры № 1 известна максимальная мощность  $N = 9800$  Вт, потребляемая приводами РВ и РН, подключенными к одной ГС, с учетом коэффициента одновременности их работы, равного 1. Принимая относительные потери давления по длине трубопроводов в первом приближении  $a = 0,1$  и общий КПД насоса  $\eta = 0,85$ , определяем установочную мощность насоса  $N_n$  и его подачу  $Q_n$ .

$$N_n = \frac{N}{\eta} = 11529,41 \text{ Вт}$$

$$Q_n = \frac{N_n}{p_n(1-a)} = 0,00061 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \left( 36,6 \frac{\text{л}}{\text{мин}} \right) \quad (3.28)$$

По опыту проектирования насосов переменной подачи выбирается количество поршней  $z = 9$ , максимальный угол наклона шайбы  $\gamma = 15^\circ$ , номинальная частота вращения вала насоса  $n = 3000$  об/мин.

Для расчета удельной и абсолютной массы насоса используются статистические зависимости, изложенные в [43]. Согласно графику (Рисунок 3.16) принимаем статистический коэффициент массы для бронзового блока цилиндров  $k_G = 0,05$ , коэффициент длины поршня  $k_L = 3,5$ .

Удельная масса насоса:

$$G_{\text{уд.нас}} = \frac{k_L}{k_G} \gamma \frac{N_n}{p_n(1-a)\eta n z} \left( \frac{2}{\sin \frac{\pi}{z}} \sqrt{\frac{[\sigma]}{[\sigma] - 2p_n}} \left( \sqrt{\frac{[\sigma]}{[\sigma] - 2p_n}} + 1 \right) - z \right) = \quad (3.29)$$

$$= 0,735 \frac{\text{кг}}{\text{кВт}}$$

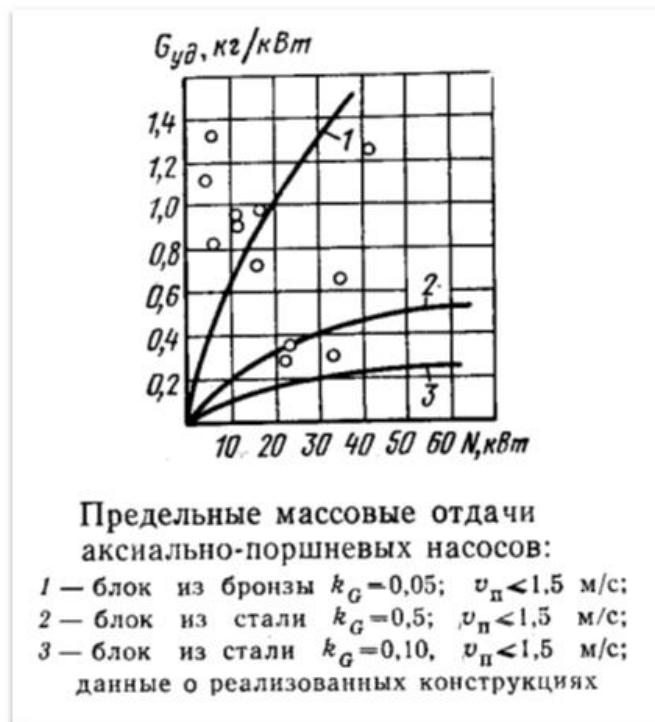


Рисунок 3.16 – Предельные массовые отдачи аксиально-поршневых насосов



Масса насоса:

$$G_{нас} = G_{уд.нас} N_n = 8,474 \text{ кг} \quad (3.30)$$

### 3.2.8.2 Расчет массы трубопроводов

Расчет производится аналогично структуре № 1. Результаты приведены в Таблице Б7 (приложение Б). Для линии нагнетания выбрана труба 8x0,6, для линии слива 10x0,6. Масса всех трубопроводов в составе четырех ЛГС с учетом того, что каждая ЛГС обслуживает свои ГЦ в соответствии со структурной схемой (Рисунок 3.11):

$$G_{mp\Sigma} = 101,697 \text{ кг}$$

### 3.2.8.3 Расчет массы гидробака.

Исходные данные для расчета гидробака ЛГС:

- Давление поддавливания  $p_{под} = 0,15 \text{ МПа}$  ( $1,5 \text{ кгс/см}^2$ );
- Приблизительный объем жидкости в агрегатах ЛГС (в насосе и ЭГР)  
 $W_{агр} = 0,0004 \text{ м}^3$  (0,4 л);
- Прирост температуры жидкости при работе приводов  $\Delta t = 3 \text{ }^\circ\text{C}$ ;
- Отношение объема жидкости в баке к полному объему  $k_\delta = 0,75$ ;
- Материал бака – АК4.

Определяем объем жидкости в трубопроводах по их геометрическим параметрам. В общем виде формула имеет вид:

$$W_{труб} = \frac{\pi L d_n^2}{4} \quad (3.31)$$

Общий объем жидкости в нагнетательных и сливных трубопроводах одной ЛГС составляет:

$$W_{труб} = 0,001138 \text{ м}^3 \text{ (1,138 л)}$$

Объем жидкости в агрегатах примем равным  $W_{агр} = 0,4 \text{ л}$ . Объем жидкости в системе:

$$W_{ж.гс} = W_{агр} + W_{труб} = 0,001538 \text{ м}^3 \text{ (1,538 л)} \quad (3.32)$$

Объем бака, заполняемый в результате температурного расширения жидкости:

$$\Delta W_3 = \beta_t W_{ж.зс} \Delta t = 4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 (0,004 \text{ л}) \quad (3.33)$$

Потребный объем жидкости в баке по статистической формуле:

$$\Delta W_2 = 1,35 k_{\sigma} \frac{N_n}{p_n (1-a)} = 6,18 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3 (0,618 \text{ л}) \quad (3.34)$$

Объем жидкости в баке:

$$W_{ж.бак} = \Delta W_2 + \Delta W_3 = 6,22 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3 (0,622 \text{ л}) \quad (3.35)$$

или

$$W_{ж.бак} = 1,35 k_{\sigma} \frac{N_n}{p_n (1-a)} + \beta_t W_{ж.зс} \Delta t \quad (3.36)$$

Внутренний диаметр бака:

$$D_{\sigma} = \sqrt[3]{\frac{4 W_{ж.бак}}{\pi}} = 0,092 \text{ м (92 мм)} \quad (3.37)$$

Минимальная толщина стенки бака по условиям прочности:

$$\delta = \frac{p_{нод} D_{\sigma}}{2[\sigma]} = 0,056 \text{ мм} \quad (3.38)$$

Принимаем  $\delta = 0,5 \text{ мм}$ .

Высота бака:

$$H_{\sigma} = 1,15(D_{\sigma} + 0,05) = 0,16 \text{ м (160 мм)} \quad (3.39)$$

Масса бака:

$$G_{бак} = \frac{\pi \rho_m}{4} \left( (D_{\sigma} + 2\delta)^2 - D_{\sigma}^2 \right) H_{\sigma} + 2 D_{\sigma}^2 \delta + \frac{\pi \rho_{жс}}{4} (D_{\sigma}^2 (D_{\sigma} + 0,05)) = 1,1 \text{ кг} \quad (3.40)$$

#### 3.2.8.4 Зависимость удельной массы электродвигателя НС

Для построения зависимости удельной массы электродвигателя НС от его мощности рассматривались серийно производимые НС с плунжерными насосами переменной подачи и электродвигателями переменного тока, предназначенные для использования в авиационной технике. Характеристики насосных станций-аналогов приведены в Таблице Б6 (приложение Б).

По этим данным рассчитаем мощность, потребляемую насосом, принимая его общий КПД  $\eta = 0,85$ :

$$N_{\text{потр}} [\text{кВт}] = \frac{(1,67 \cdot 10^{-3}) Q_H [\text{л / мин}] p_H [\text{кгс / см}^2]}{\eta} \quad (3.41)$$

Удельную массу насоса  $G_{\text{уд.нас.}}$  можно определить по графику из [26] (Рисунок 3.16, кривая 1). Таким образом, приблизительная оценка абсолютной массы насоса:

$$G_{\text{нас}} = N_{\text{потр}} G_{\text{уд.нас}} \quad (3.42)$$

Масса электродвигателя равна разности массы всей НС и массы насоса:

$$G_{\text{дв}} = G_{\text{нс}} - G_{\text{нас}} \quad (3.43)$$

Удельная масса электродвигателя равна отношению массы к его мощности.

$$G_{\text{уд.дв}} = \frac{G_{\text{дв}}}{N_{\text{дв}}} \quad (3.44)$$

Результаты расчетов сведены в Таблицу 3.8.

Таблица 3.8 – Характеристики насосных станций-аналогов

Марка НС	НС74	НС46-2	НС140-10	НС140-6	НС55А-3	НС62
Массовая отдача насоса $G_{\text{уд.нас.}}$ , кг/кВт	0,20	0,60	0,50	0,40	0,50	0,18
Масса насоса $G_{\text{нас.}}$ , кг	0,576	3,293	3,352	1,173	2,058	0,185
Потребляемая мощность насоса $N_{\text{потр.}}$ , кВт	2,881	5,488	6,703	3,352	4,116	1,029
Масса электродвигателя $G_{\text{дв.}}$ , кг	9,124	21,707	7,150	5,330	11,440	7,810
Удельная масса электродвигателя $G_{\text{уд.дв.}}$ , кг/кВт	3,041	2,554	1,327	1,750	2,148	9,768

Зависимость  $G_{\text{уд.дв}} = f(N_{\text{дв}})$  (3.45) получена квадратичной аппроксимацией опытных данных и представлена на Рисунке 3.21, где синими маркерами показаны электродвигатели рассматриваемых серийных НС, желтым маркером – электродвигатель гипотетической насосной станции для рассматриваемого самолета-прототипа, линией – аппроксимация.

$$G_{уд.дв} (N_{эдр}) = 0,004164N_{эдр}^2 + 0,02519N_{эдр} + 1,84878 \quad (3.45)$$

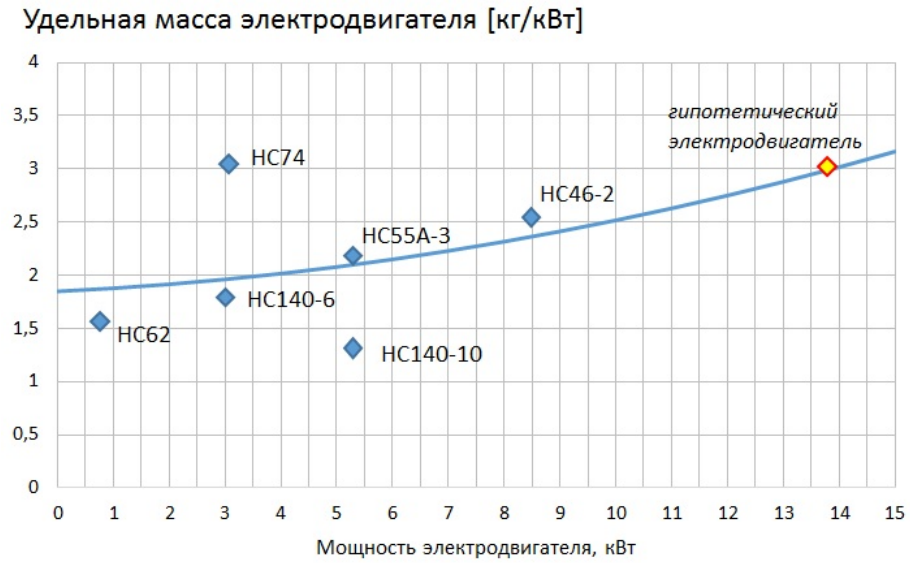


Рисунок 3.17 – Удельная масса электродвигателя насосной станции

### 3.2.8.5 Расчет массы электродвигателя

Зная установочную мощность насоса  $N_n$  и учитывая запас по мощности на валу электродвигателя 20 %, определим требуемую мощность на валу электродвигателя:

$$N_{эдр} = 1,2N_n = 13,835 \text{ кВт} \quad (3.46)$$

Используя полученную зависимость (3.45) и зная требуемую мощность на валу электродвигателя, определяем удельную массу электродвигателя  $G_{уд.дв}$  (обозначена желтым маркером на Рисунке 3.17) и абсолютную массу двигателя  $G_{дв}$  и насосной станции в целом  $G_{нс}$ :

$$\begin{aligned} G_{уд.дв} &= 2,994 \text{ кг/кВт} \\ G_{дв} &= G_{уд.дв} \cdot N_{эдр} = 34,52 \text{ кг} \\ G_{нс} &= G_{дв} + G_{нас} = 43 \text{ кг} \end{aligned} \quad (3.47)$$

### 3.2.8.6 Расчет массы электропроводки

Исходные данные:

- Напряжение переменного тока  $U = 115 \text{ В}$ , 3 фазы, частота  $f = 400 \text{ Гц}$ .
- Потерю напряжения принимаем 5 % от номинала:  $\Delta U = 0,05U = 5,75 \text{ В}$ .

- Провода изготовлены из меди, имеющей удельное сопротивление  $r_{y\partial} = 0,017 \text{ Ом} \cdot \text{мм}^2/\text{м}$  и плотность  $\rho_m = 8900 \text{ кг/м}^3$ . К каждой НС от центрального распределительного устройства подведены 3 фазных провода длиной по  $L = 44,435 \text{ м}$ .
- Коэффициент мощности нагрузки  $\cos\varphi = 0,9$ .

Полная мощность электродвигателя  $S$ , которую он забирает из сети электропитания, определяется как:

$$S = 1,73IU \text{ [кВА]}, \quad (3.48)$$

где  $U$  – напряжение, [кВ],  $I$  – потребляемый ток, [А].

Ранее вычисленную мощность на валу электродвигателя можно выразить через полную мощность:

$$N_{\text{эдв}} = S\eta \cos\varphi \text{ [кВА]}, \quad (3.49)$$

где  $\eta$  – КПД электродвигателя (в первом приближении 0,95).

Отсюда определяется потребляемый ток  $I$ :

$$I = \frac{N_{\text{эдв}} \text{ [кВА]}}{1,73U \text{ [кВ]} \eta \cos\varphi} = 90,9 \text{ А} \quad (3.50)$$

Полная мощность электродвигателя будет равна:

$$S = \frac{N_{\text{эдв}}}{\eta \cos\varphi} = 16,18 \text{ кВА} \quad (3.51)$$

Сопротивление провода  $R$  с учетом потери напряжения  $\Delta U$ :

$$R = \frac{U - \Delta U}{I} = 1,2 \text{ Ом} \quad (3.52)$$

$$R = \frac{1,73U \eta \cos\varphi (U - \Delta U)}{N_{\text{эдв}}}$$

Минимальное сечение провода:

$$F = \frac{r_{y\partial} L}{R} = 0,64 \text{ мм}^2 \quad (3.53)$$

По таблице из [51] (Таблица Б8, приложение Б) выбираем ближайший провод типа БПВЛ с площадью сечения жилы  $0,75 \text{ мм}^2$  и массой 1 км провода  $G_{y\partial.np.} = 13 \text{ кг/км}$ .

Фактическая масса одного провода:

$$G_{np} = \frac{LG_{уд. np}}{1000} = 0,585 \text{ кг} \quad (3.54)$$

Суммарная масса проводов к четырем НС:

$$G_{np\Sigma} = 12G_{np} = 7,02 \text{ кг} \quad (3.55)$$

### 3.2.9 Расчет массы всех ЛГС

Согласно приведенной выше формуле суммарная масса системы энергопитания приводов РН и РВ на основе четырех локальных гидросистем равна:

$$G_{\Sigma ЛГС} = 4(G_{бак} + G_{нс}) + G_{np\Sigma} + G_{np\Sigma} = 285,122 \text{ кг} \quad (3.56)$$

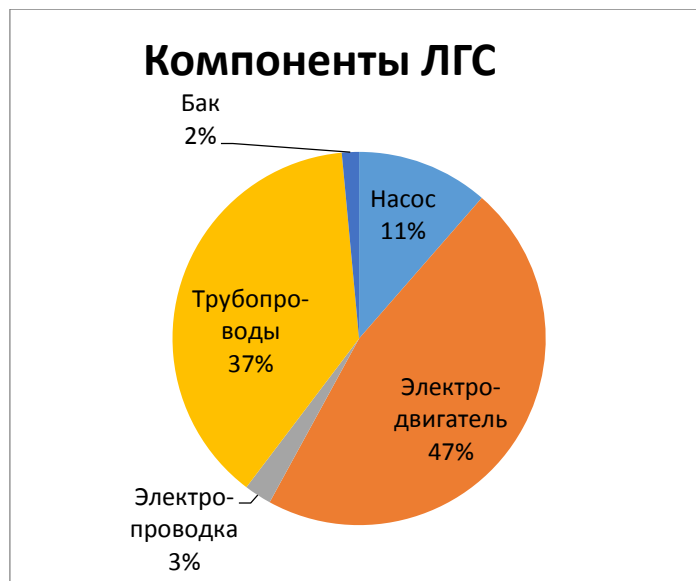


Рисунок 3.18 – Доля компонентов ЛГС в ее весовой сводке

### 3.2.10 Оценка изменения массы ЦГС при переходе на ЛГС

Поскольку штатному насосу централизованной ГС больше не требуется обслуживать приводы в хвостовой части самолета, его установочная мощность

может быть снижена на величину  $N$ . Чтобы оценить количественно это снижение, рассмотрим характеристики штатного насоса НП-123 гидросистемы Ил-96-300:

Таблица 3.9 – Характеристики насоса НП-123

Максимальная подача $Q_n$ , л/мин	180
Номинальное давление нагнетания, кгс/см <sup>2</sup>	210
Сухая масса $G_{нп}$ , кг	15,3

Рассчитаем на основе этих данных установочную мощность и удельную массу насоса, полагая общий КПД равным  $\eta = 0,95$ , по формуле:

$$N_n = \frac{P_n Q_n}{(1-a)\eta} = 66,32 \text{ кВт} \quad (3.57)$$

$$G_{уд.нп} = \frac{G_{нп}}{N_n} = 0,231 \text{ кг/кВт}, \quad (3.58)$$

что соответствует зависимости, приведенной на Рисунке 3.16 (линия 3).

Полагая эту удельную мощность неизменной, рассчитаем изменение массы насоса:

$$\Delta G_{нп} = (N_n - N)G_{уд.нп} - G_{нп} = -2,261 \text{ кг} \quad (3.59)$$

Также при переходе на ЛГС отпадает необходимость в прокладке трубопроводов из центроплана до точки разветвления, масса которых составляет 153,652 кг. Тогда суммарное изменение массы всех 4 независимых ГС:

$$\Delta G_{ЛГС} = 4(\Delta G_{нп} + \Delta G_{н.мпА} + \Delta G_{с.мпА}) = -162,696 \text{ кг} \quad (3.60)$$

### 3.2.11 Оценка изменения массы СЭС при переходе на ЛГС

Поскольку к имеющимся на борту самолета потребителям переменного тока 115 В / 400 Гц добавятся 4 насосных станции, требуется рассчитать соответствующее изменение массы основных генераторов. Из расчетов выше известно, что установочная мощность одного генератора должна увеличиться на величину полной мощности электродвигателя НС ( $S = 18,09$  кВА). На самолете

Ил-96-300 установлены генераторы ГП-25 (по одному на двигатель) с номинальной установочной мощностью 60 кВА. Тогда мощность нового генератора составит:

$$S_{нов} = 60 + S = 78,09 \text{ кВА} \quad (3.61)$$

Чтобы построить зависимость массы привод-генераторов  $G_{ген}$  от их номинальной мощности  $S$ , воспользуемся характеристиками существующих генераторов (Таблица 3.10).

Таблица 3.10 – Характеристики серийно выпускаемых привод-генераторов

Марка привод-генератора	ГП-25	ГП-23	ГП-26	ГП-21
Номинальная мощность, кВА	60	65	90	30
Номинальное напряжение, В	120/208	120/208	115/200	120/208
Масса сухая, кг	43	52	63	37
Установлен на самолете	Ил-96-300	Ан-124	Ил-76	Ан-148

По этим точкам строится квадратичная зависимость (3.62). На Рисунке 3.19 желтым маркером показан гипотетический новый привод-генератор.

$$G_{ген}(S) = 0,00417S^2 - 0,05767S + 34,742 \quad (3.62)$$

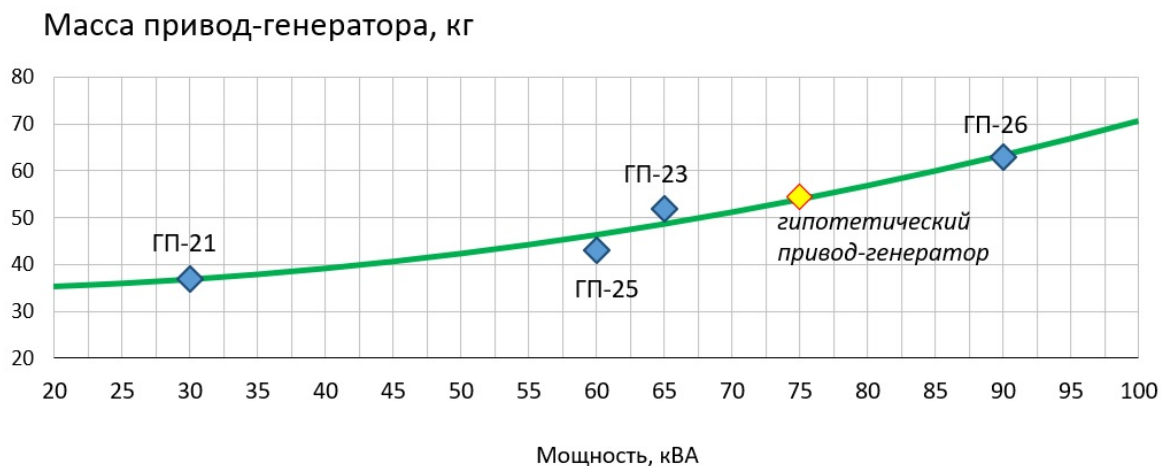


Рисунок 3.19 – Зависимость массы привод-генератора от его мощности



Удельная мощность привод-генератора составляет порядка 3,0...3,5 кВА/кг (удельная масса 0,33...0,28 кг/кВА). Такие показатели являются очень высокими, так удельная масса, например, общепромышленных генераторов в лучшем случае составляет не менее 1,5 кг/кВА. [30]

По полученной зависимости определяется масса нового генератора:

$$G_{\text{нов.ген}} = 54,55 \text{ кг}$$

Таким образом, изменение массы системы электроснабжения при переходе на новые генераторы переменного тока 115 В / 400 Гц составит:

$$\Delta G_{\text{СЭС}} = 4(G_{\text{нов.ген}} - G_{\text{ГП25}}) = 4 \cdot (54,55 - 43) = 46,2 \text{ кг} \quad (3. 63)$$

Итоговое изменение массы конструкции самолета при переходе от централизованных ГС к локальным ГС равно:

$$\Delta G = G_{\Sigma \text{ЛГС}} + \Delta G_{\text{СЭС}} + \Delta G_{\text{ЦГС}} = 168,626 \text{ кг} \quad (3. 64)$$

### 3.3 Электрогидравлический рулевой привод с адаптивным питанием

Одной из задач при повышении степени электрификации системы управления самолета является создание эффективных и конкурентоспособных автономных рулевых приводов (АРП), энергопитание которых обеспечивается силовым электрическим током [70].

Известны различные конструкции автономных электрогидравлических рулевых приводов (АЭГРП), различающихся способами преобразования электрической энергии в гидравлическую и механическую и принципами регулирования скорости.

Автономный следящий гидравлический привод самолётных систем управления может быть выполнен с дроссельным и объёмным регулированием. Привод с дроссельным регулированием представляет собой объединённые в одном блоке автономную гидросистему и следящий привод с дроссельным регулированием. В автономном приводе с объёмным регулированием объединены: основной источник гидропитания переменной подачи, приводимый в действие электродвигателем, вспомогательный источник гидропитания для

регулирующего устройства, приводимый в действие обычно тем же электродвигателем, сравнивающее устройство, регулирующее устройство и гидродвигатель [66].

Целью исследования, представленного в данном разделе, является проверка методом имитационного моделирования работоспособности автономного гидропривода с адаптивной подстройкой давления нагнетания под внешнюю нагрузку и с клапаном перепуска жидкости в слив с малым гидравлическим сопротивлением при помогающих нагрузках, а также количественная оценка снижения нагрева рабочей жидкости для такой структуры привода [70].

### **3.3.1 Степень разработанности темы**

Известна конструкция привода с комбинированным регулированием скорости, представленная в работах [4, 60, 61]. Для обеспечения требований в области больших амплитуд сигналов рассогласования предпочтительно объёмное регулирование скорости выходного звена, а выполнение повышенных требований в области малых амплитуд хорошо обеспечивается дроссельным регулированием. В этом приводе при значительных открытиях окон дроссельного клапана абсолютная величина скорости выходного звена привода регулируется преимущественно частотой вращения вала электродвигателя постоянного тока за счёт управления подачей насоса. При малых сигналах рассогласования следящего контура скорость выходного звена регулируется за счёт дросселирования жидкости в окнах клапана. Строго говоря, при комбинированном регулировании не существует в чистом виде как дроссельного, так и электромоторного регулирования. Практически все режимы работы по амплитуде сигнала рассогласования следящего контура являются смешанными, однако по мере увеличения этого сигнала степень влияния различных способов регулирования на работу привода меняется [4].

Основная причина задержки внедрения АРП на самолетах заключается в том, что для них требуются АРП большой мощности со значительными

тепловыделениями, которые создают неприемлемый перегрев АРП [66]. В последние годы, в связи с повышением давления и мощности гидросистем самолетов, а также ростом их уровня электрификации, температурный фактор стал более существенным [88]. Общим коренным недостатком всех электрифицированных силовых приводов является тепловыделение, превосходящее эквивалентные по мощности приводы с централизованным гидропитанием, особенно при длительном воздействии статических нагрузок на рулевую поверхность. Рассеивание тепла через конструкцию затруднительно, в особенности в свете тенденции перехода от металлической конструкции к конструкции из композиционных материалов. Обеспечение обдува воздухом (принудительное охлаждение) – также нежелательно из-за связанного с ним ухудшения аэродинамики и технического усложнения конструкции. В результате приходится полагаться на естественную конвекцию в пределах локального объема. Вопросы тепловыделений автономных электрогидростатических приводов рассматривались в работах [92, 100].

Чтобы решить эту проблему, целесообразно для уменьшения потерь мощности, переходящих в тепло, задействовать принцип адаптивности привода под нагрузку, заключающийся в том, что электроприводной насос генерирует гидравлическую мощность только для преодоления фактической аэродинамической нагрузки, действующей на выходное звено привода [66].

### **3.3.2 Постановка задачи**

Требуется проверить совместную работоспособность комплекса следующих мер для снижения тепловой напряженности и повышения энергетической эффективности АРП с двухкаскадным гидроусилителем:

- Адаптивная подстройка подачи и давления нагнетания насоса переменной подачи в зависимости от нагрузки на привод;
- ЛЭД в первом каскаде усиления в качестве ЭГУ;

- Алгоритм изменения проводимостей дроссельных элементов во втором каскаде усиления золотникового распределителя в зависимости от нагрузки на выходное звено гидроцилиндра (см. раздел 3.1).

Также необходимо в первом приближении сравнить прирост температуры рабочей жидкости для двух вариантов АРП – с перепускным клапаном и без него.

### 3.3.3 Объект моделирования

Принципиальная схема моделируемого АРП приведена на Рисунке 3.20. В этой схеме первый каскад усиления представляет собой два золотниковых гидрораспределителя ЗГР1(1,2), каждый из которых приводится в движение линейным электродвигателем. Давление рабочей жидкости, подводимое от ЗГР1(1,2), перемещает золотники ЗГР2(1,2), управляющие поступлением жидкости в полости гидроцилиндра. Блок управления предназначен для управления подачей напряжения на обмотки ЛЭД по командам, поступающим по цифровым линиям связи из вычислителя комплексной системы управления самолёта, а также для регулирования давления нагнетания насоса НП в зависимости от нагрузки на гидроцилиндр.

Обратная связь по положению штока гидроцилиндра осуществляется датчиком перемещения ДОС. Информация о величинах давления жидкости  $p_n$ ,  $p_1$ ,  $p_2$  поступает в блок управления приводом от датчиков давления ДД(Рн), ДД1, ДД2 соответственно. Для перепуска жидкости при помогающих нагрузках установлен обратный клапан ОК. Автономный блок питания привода включает в себя насос переменной подачи НП, приводимый во вращение электродвигателем, гидроаккумулятор ГА, предохранительный клапан КП, гидрокомпенсатор ГК [70].

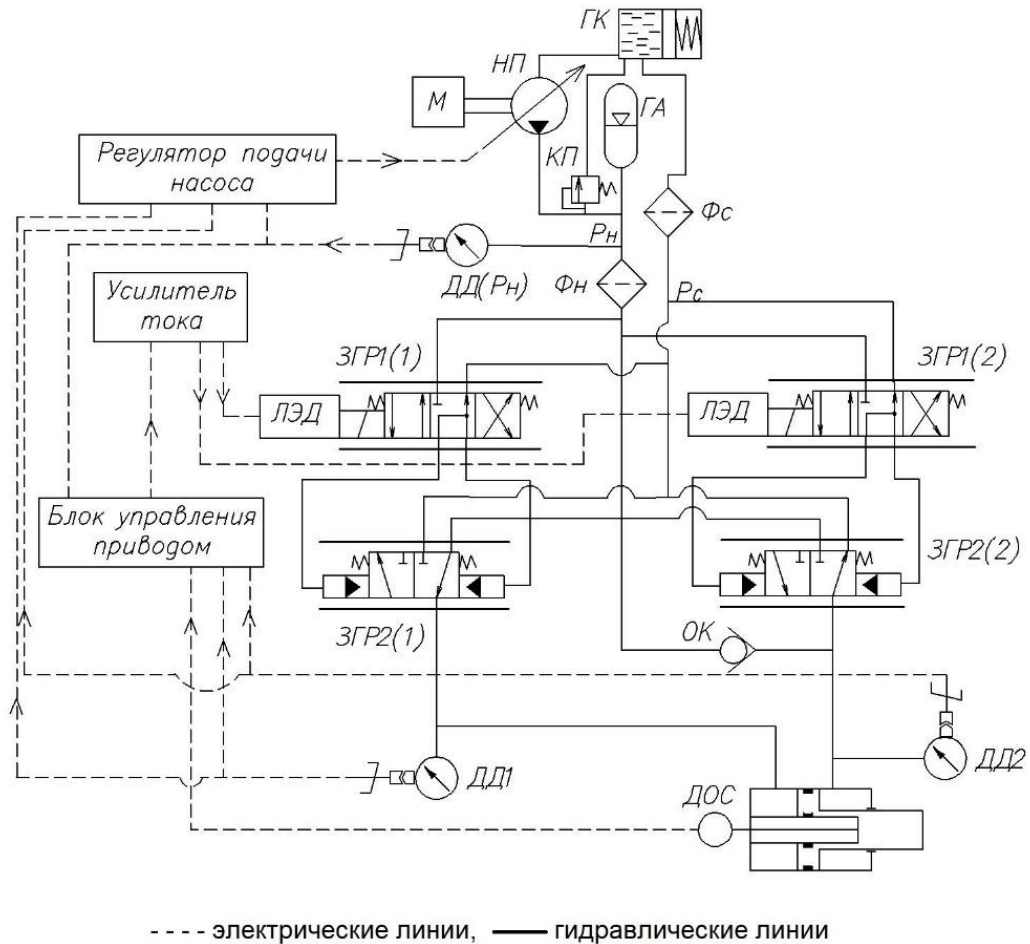


Рисунок 3.20 - Принципиальная схема объекта моделирования:

ГК – гидрокомпенсатор, ГА – гидроаккумулятор, НП – насос плунжерный переменной подачи, КП – клапан предохранительный, Фн – фильтр нагнетания, Фс – фильтр слива, ДД(Рн) – датчик давления нагнетания, ЗГР1(1,2) – золотниковые распределители первого каскада усиления, ЗГР2(1,2) – золотниковые распределители второго каскада усиления, ДД1, ДД2 – датчики давления в полостях гидроцилиндра, ОК – обратный клапан, ДДС – датчик обратной связи по положению штока гидроцилиндра

### 3.3.4 Описание модели

Для решения поставленных задач была разработана имитационная модель АРП в программном пакете Matlab/Simulink. Структура модели включает в себя несколько подсистем:

- Блок питания автономного привода, содержащий логику подстройки характеристики насоса под нагрузку на гидроцилиндр, субмодели

гидроаккумулятора и предохранительного клапана; утечки в насосе моделируются постоянным дросселем;

- Подсистема внешней нагрузки на гидроцилиндр, позволяющая задавать постоянное или линейно нарастающее/убывающее со временем усилие на шток гидроцилиндра как препятствующее, так и помогающее его движению;

- Подсистема входного сигнала, позволяющая подавать на вход привода сигнал ступенчатой или синусоидальной формы;

- Подсистема электромеханического преобразователя, содержащая модель ЛЭД, усилителя тока и контура обратной связи по току;

- Двухкаскадный золотниковый гидрораспределитель с перепускным клапаном;

- Исполнительный гидроцилиндр с блоками, имитирующими его массовые и инерционные характеристики, а также с контуром обратной связи по перемещению штока;

- Датчики давления и расхода в основных точках гидравлического тракта: в линиях нагнетания и слива, в камерах гидроцилиндра, до и после перепускного клапана;

- Подсистема определения изменения температуры рабочей жидкости при дросселировании в золотниковом распределителе второго каскада [70].

Схема Simulink-модели приведена на Рисунке 3.21.

В модели приняты допущения:

- Гистерезисом статической характеристики ЛЭД пренебрегаем;

- Поддавливание жидкости в гидробаке отсутствует;

- Золотники гидрораспределителей имеют нулевое перекрытие;

- В начальный момент времени моделирования ( $t = 0$ ) гидроаккумулятор полностью заряжен;

- Гидроцилиндр компенсированного расхода;

- Внутренние перетечки в золотниковых распределителях и в гидроцилиндре отсутствуют [70].

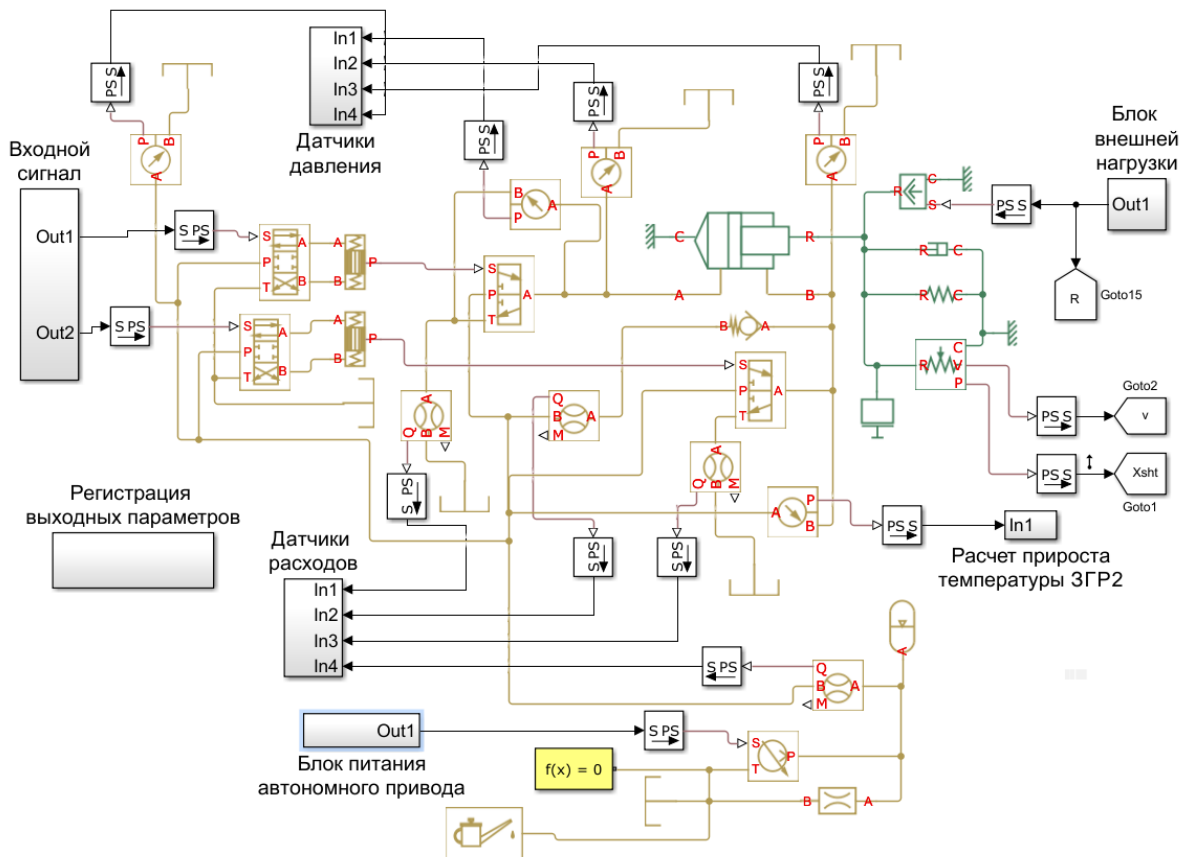


Рисунок 3.21 - Simulink-модель автономного гидропривода с адаптивностью

Как показали исследования [38], линейный электродвигатель может быть представлен с достаточной точностью следующей передаточной функцией:

$$W_{ЛЭД}(s) = \frac{K_{XI}}{T_{ЛЭД}s + 1},$$

где  $K_{XI} = 0,85$  мм/А – коэффициент передачи ЛЭД по току управления,  $T_{ЛЭД} = 10$  мс – постоянная времени. Зона нечувствительности ЛЭД по току составляет ( $\pm 0,05$  А). Обратная связь контура ЛЭД моделируется апериодическим звеном:

$$W_{OC.ЛЭД}(s) = \frac{K_{OC.i}}{T_{OC.i}s + 1},$$

где  $K_{OC.i} = 5,7$ ,  $T_{OC.i} = 0,6$  мс.

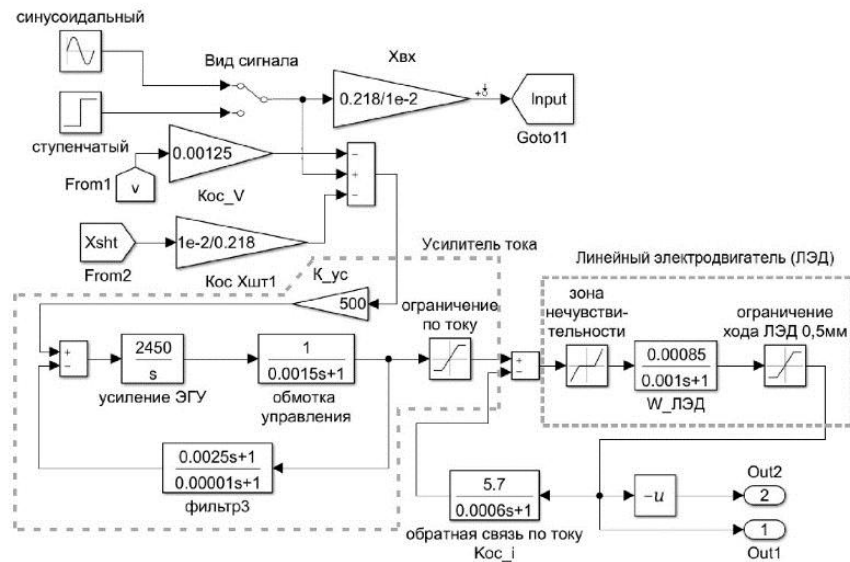


Рисунок 3.22 - Подсистемы входного сигнала и линейного электродвигателя

На Рисунке 3.23 представлена схема усилителя тока. Коэффициент усиления по току  $K_{yc1} = 500$  А/В, коэффициент усиления ЭГУ  $K_{yc2} = 2450$  1/с, постоянная времени обмотки управления  $T_{обм} = 1,5$  мс. На максимальный ток управления в обмотках ЛЭД и перемещение его якоря накладываются ограничения  $I_{max} = 1$  А и  $|X_{ЛЭД}| \leq 0,5$  мм соответственно. Звено коррекции по току описывается передаточной функцией:

$$W_{кор}(s) = \frac{T_{oc.1}s + 1}{T_{oc.2}s + 1},$$

где  $T_{oc1} = 0,8$  мс,  $T_{oc2} = 1,5$  мс.



Рисунок 3.23 - Подсистема усилителя тока

Для моделирования гидравлических и механических подсистем используются блоки из библиотек «Simscape-Hydraulics» среды моделирования Simulink.



Технические характеристики гидравлической подсистемы:

- Максимальный ход золотника первого каскада усиления 0,5 мм;
- Максимальный ход золотника второго каскада усиления 3 мм;
- Коэффициент расхода жидкости равен 0,7;
- Ход гидроцилиндра 218 мм;
- Эффективная площадь гидроцилиндра 30,5 см<sup>2</sup>;
- Давление зарядки газовой полости гидроаккумулятора 15 МПа.

Адаптивная подстройка характеристики насоса под нагрузку выполняется подсистемой, схема которой приведена на Рисунке 3.24. Входными сигналами для схемы являются давления в полостях гидроцилиндра  $P_1$  и  $P_2$ , выходным сигналом – потребная подача насоса  $Q_{н.номр.}$ , обратная связь замыкается сигналом датчика давления нагнетания  $P_H$ . Диапазон регулирования давления нагнетания насоса составляет от 9 до 35 МПа, разность давлений нулевой и максимальной подачи – 10 %. Максимальная подача  $Q_{н.мах}$  ограничивается величиной 90 л/мин. Угловая скорость вращения вала насоса постоянна и составляет 500 рад/с. Удельная теоретическая подача насоса задается соотношением:

$$\overline{W}_t(t) = \frac{|p_1(t) - p_2(t)| + p_0 - p_H(t)}{0,9} \quad (3. 65)$$

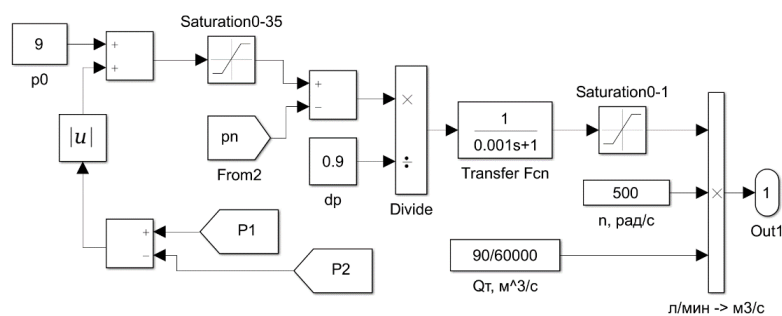


Рисунок 3.24 - Подсистема адаптивного регулирования насоса

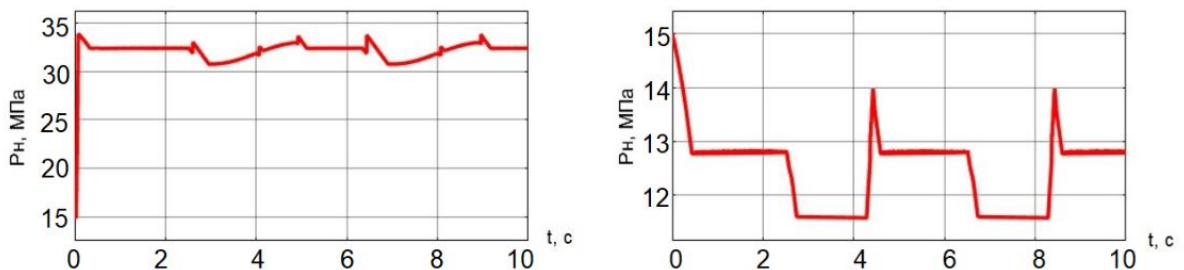
Имитационная модель гидропривода с перепускным клапаном во втором каскаде усиления, принцип работы такой конструкции и логика, дополнительно встраиваемая в блок управления приводом, приведена в разделе 3.1 данной главы.

### 3.3.5 Результаты моделирования

В ходе моделирования с целью определения нагрева жидкости во втором каскаде усиления привода исследовались следующие расчётные случаи его нагружения:

- Препятствующая нагрузка меняется от 10000 до 80000 Н с шагом в 10000 Н, время моделирования 10 с, синусоидальный входной сигнал частотой  $\pi$  рад/с на полный ход штока гидроцилиндра;
- Помогающая нагрузка меняется от 10000 до 80000 Н с шагом в 10000 Н, время моделирования 10 с, синусоидальный входной сигнал частотой  $\pi$  рад/с на полный ход штока гидроцилиндра [70].

Пример адаптивного регулирования давления нагнетания насоса для первого расчетного случая приведен на Рисунке 3.25. Видно, что при нагрузке на шток гидроцилиндра 10000 Н давление лежит в диапазоне от 11,5 до 14 МПа, а при нагрузке 70000 Н – от 30 до 34 МПа.



а) противодействующая нагрузка 70000 Н; б) противодействующая нагрузка 10000 Н

Рисунок 3.25 - Адаптивная подстройка давления нагнетания под нагрузку на гидропривод

Изменение температуры жидкости зависит от перепада давления на рабочем окне  $\Delta p_{op}$  и определяется в имитационной модели по следующей зависимости:

$$\Delta T(t) = \frac{\Delta p_{op}(t)}{\rho c I}, \quad (3.66)$$

где  $c$  – удельная теплоёмкость жидкости,  $\rho$  – плотность жидкости,  $I$  – механический эквивалент,  $\Delta p_{dp}$  – перепад давления на золотнике.

По итогам моделирования для каждого расчетного случая построена зависимость нагрева жидкости от нагрузки на привод, приведенная на Рисунке 3.26. Наличие перепускного клапана при помогающей нагрузке позволяет направить часть жидкости, вытесняемой из полости гидроцилиндра, сообщенной со сливом, в обход золотника и таким образом избежать ее дросселирования с большим перепадом давления на окнах золотника. Поэтому прирост температуры жидкости при помогающих нагрузках минимален и находится в пределах от 2,6 до 4 °С.

Сравнение нагрева жидкости при помогающих нагрузках в трех вариантах АРП приведено на Рисунке 3.27. Моделирование производилось в течение 10 с для каждой ступени нагрузки (10000, 20000, ... 80000 Н), на вход привода поступал синусоидальный входной сигнал частотой  $\pi$  рад/с на полный ход штока гидроцилиндра.

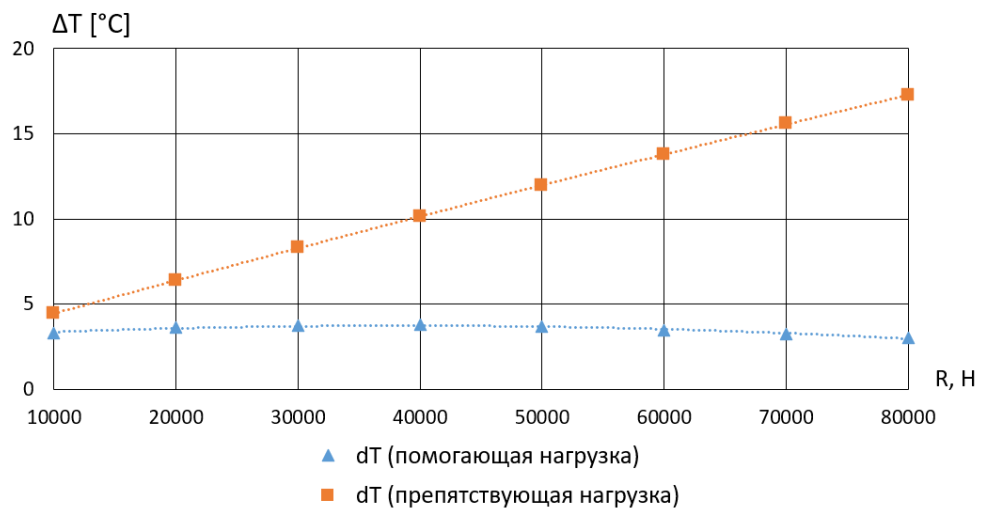


Рисунок 3.26 - Изменение нагрева жидкости в зависимости от нагрузки

По мере роста нагрузки изменение температуры жидкости в модели привода без перепускного клапана и с адаптивностью увеличивается нелинейно вплоть до 16,8 °С, а в модели привода с перепускным клапаном и с адаптивностью остается приблизительно на одном уровне (3,1 ... 3,8 °С). Можно заметить, что наличие

перепускного клапана меняет направленность зависимости  $\Delta T(R)$  на противоположную (по сравнению с приводом без клапана), поскольку по мере роста нагрузки, и, соответственно, перепада давления на золотнике, всё бóльшая доля объемного расхода жидкости поступает в слив через клапан кольцевания.

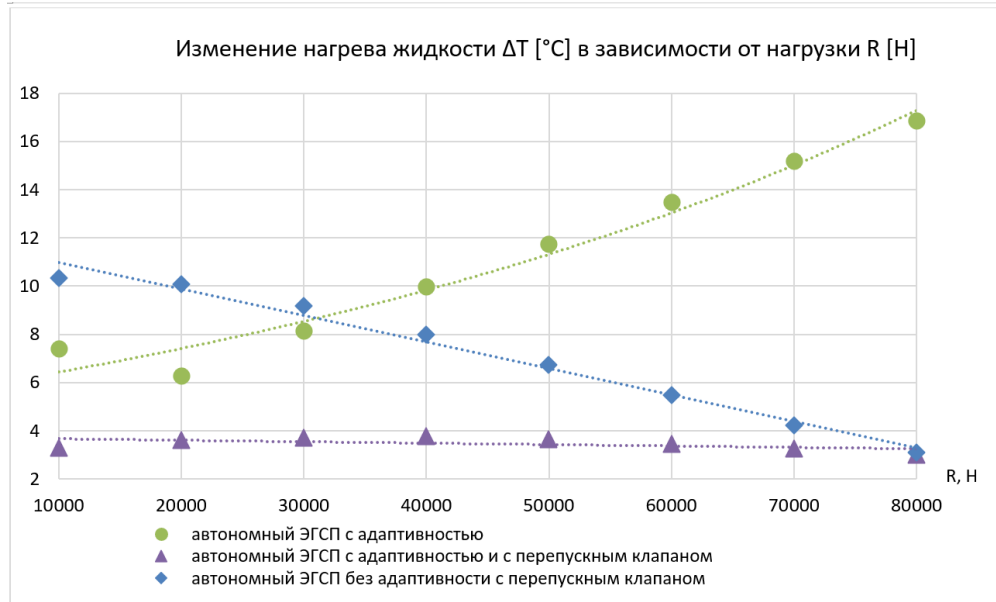


Рисунок 3.27 - Изменение нагрева жидкости для разных схем гидропривода

Результаты имитационного моделирования показали работоспособность предложенных решений по минимизации тепловыделений в рабочую жидкость. **Нагрев жидкости в автономном приводе с клапаном кольцевания и адаптивным регулированием характеристики насоса при помогающей нагрузке от 10000 до 80000 Н не превышает 4 °C, а нагрев жидкости в аналогичном приводе без перепускного клапана достигает 16,8 °C.** Наличие адаптивной регулировки характеристики насоса под нагрузку на привод позволяет значительно (с 10,2 до 3,6 °C) снизить нагрев жидкости.

## ГЛАВА 4 ВАЛИДАЦИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ САМОЛЕТА ПО ДАННЫМ ЛЕТНЫХ ИСПЫТАНИЙ

### 4.1 Исходные данные для валидации модели тепловых процессов

В данной главе выполнена валидация математической модели и методики расчета теплового режима гидросистемы, представленной в главе 2, раздел 2.4.

Валидация математической модели производилась путем сопоставления результатов математического моделирования и расшифровок записей системы бортовых измерений (СБИ), средств объективного контроля (СОК) летных испытаний Су-35-2 для двух натурных работ. Параметром валидации является температура рабочей жидкости в ГС за топливо-масляным теплообменником. Характеристики ГС и гидроагрегатов в математической модели соответствуют конструкции ГС Су-35-2 и ТУ на гидроагрегаты.

Характеристика насоса приведена на Рисунке 4.1. Величина общего КПД насоса рассчитана по результатам стендовых испытаний насоса (по измеренным  $N_{пол}$  и  $N_{потр}$ ). Потребные мощности насоса (по результатам испытаний) в зависимости от оборотов при  $p_n = 28$  МПа,  $p_{сл} = 0,5$  МПа приведены в Таблице В1 (приложение В). На Рисунке 4.2 приведена экспериментально полученная зависимость  $\eta = \eta(Q_H)$  при разных режимах работы двигателя  $n$  [%].

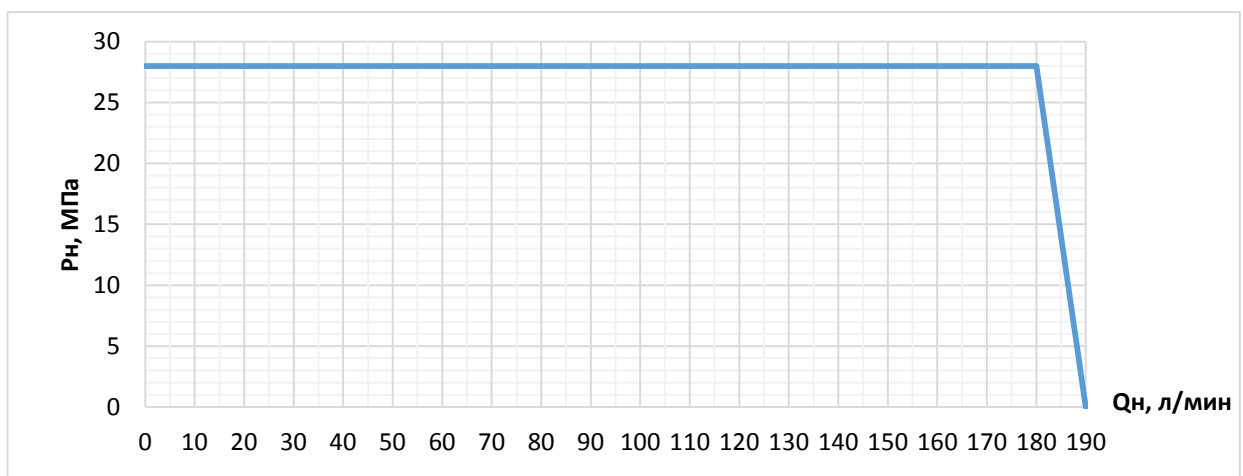


Рисунок 4.1 – Характеристика насоса  
( $p_n^{max} = 28$  МПа,  $Q_H^{max} = 195$  л/мин ( $0,00325$  м<sup>3</sup>/с))

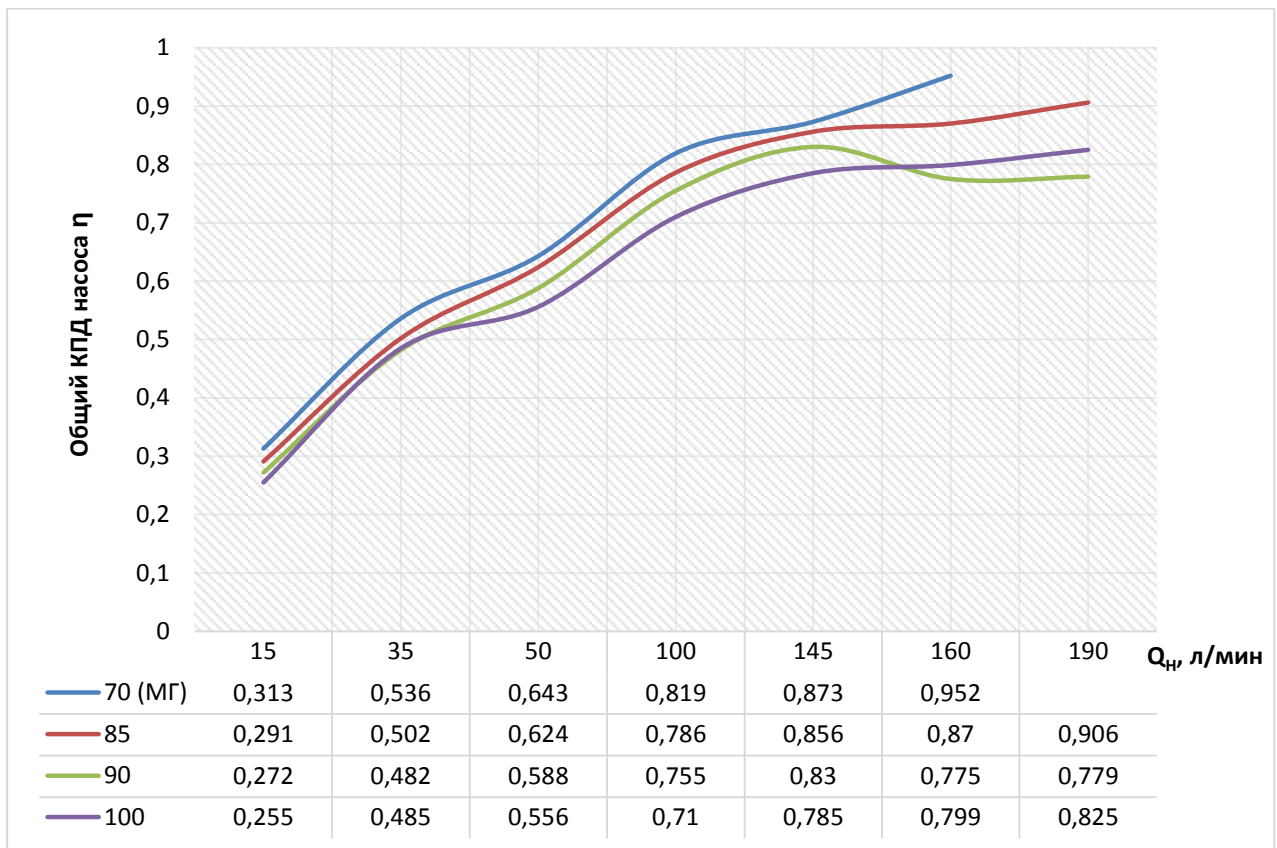


Рисунок 4.2 – Экспериментальная зависимость  $\eta = \eta(Q_{\text{н}}, n)$

В дальнейшем, чтобы использовать зависимость  $\eta = \eta(Q_{\text{н}}, n)$ , экстраполируем ее средствами Mathcad на интервал подач от 0 до 195 л/мин (Рисунок 4.3).

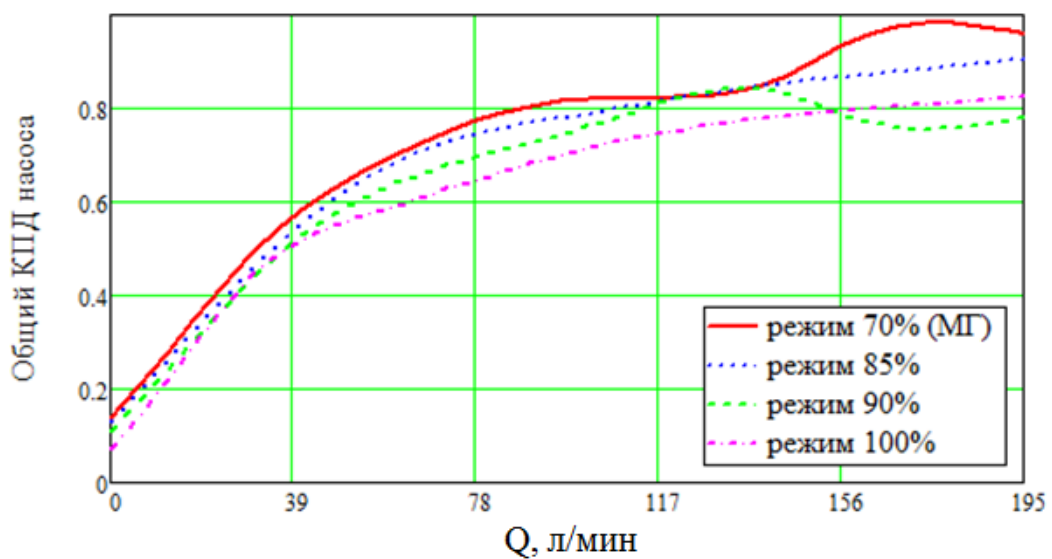


Рисунок 4.3 – Экспериментальная зависимость  $\eta = \eta(Q_{\text{н}}, n)$ , экстраполированная на интервал подач от 0 до 195 л/мин

Таблица 4.1 - Характеристики теплообменника

Расход топлива, л/мин ( $\text{м}^3/\text{с}$ )	Температура топлива на входе, $^{\circ}\text{C}$	Расход масла, л/мин ( $\text{м}^3/\text{с}$ )	Температура масла на входе, $^{\circ}\text{C}$	Теплоотдача, Вт
35 ( $5,84 \cdot 10^{-4}$ )	50	35 ( $5,84 \cdot 10^{-4}$ )	130	32600
100 ( $1,67 \cdot 10^{-3}$ )	50	35 ( $5,84 \cdot 10^{-4}$ )	130	43500

Таблица 4.2 - Прочие характеристики гидросистемы

Обозначение	Название	Величина
$\rho_g$	Плотность жидкости АМГ-10	850 $\text{кг}/\text{м}^3$
$\rho_M$	Плотность конструкционной нержавеющей стали 12Х18Н10Т	7920 $\text{кг}/\text{м}^3$
$C_g$	Теплоемкость жидкости АМГ-10	2100 $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C})$
$C_M$	Теплоемкость конструкционной нержавеющей стали 12Х18Н10Т	500 $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C})$
$k_w$	Коэффициент пропорциональности	7,5
$k_{fg}$	Коэффициент теплопередачи от рабочей жидкости с температурой $T_f$ к элементам конструкции ГС с температурой $T_{konstr}$	10..15 $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$
$k_{fk}$	Коэффициент теплопередачи от элементов конструкции с температурой $T_{konstr}$ в среду с температурой $T_{okr}$ ( $k_{fk} \ll k_{fg}$ )	5,6 $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$
$[\sigma]$	Допустимые напряжения в нержавеющей стали 12Х18Н10Т (запас прочности 3)	184 МПа
$p_H$	Номинальное давление нагнетания	28 МПа
$Q_{H\_max}$	Максимальная подача насоса	0,00316 $\text{м}^3/\text{с}$ (190 л/мин)
$W$	Объем жидкости в системе	0,038 $\text{м}^3$ (38 л)
$T_{TO}$	Температура топлива в теплообменнике	37 $^{\circ}\text{C}$

Таблица 4.2 - продолжение

Обозначение	Название	Величина
$F_{GS}$	площадь поверхности гидросистемы	10,435 м <sup>2</sup>
$T_{окр}$	Температура окружающей среды	25 °С
$W_T$	Объем топливной полости теплообменника	0,0007 м <sup>3</sup> (0,7 л)
$W_M$	Объем масляной полости теплообменника	0,00068 м <sup>3</sup> (0,68 л)

Гидросистема – закрытого типа, поддавливание жидкости на входе в насос осуществляется сжатым азотом через шток гидробака-мультипликатора давления. Трубопроводы гидросистемы изготовлены из нержавеющей стали. Состав приводов самолета приведен на Рисунке 4.4. Максимальные скорости и углы отклонения рулей (Таблица 4.3, Таблица 4.4), их геометрические характеристики (Таблица 4.5) известны из конструкции самолета.

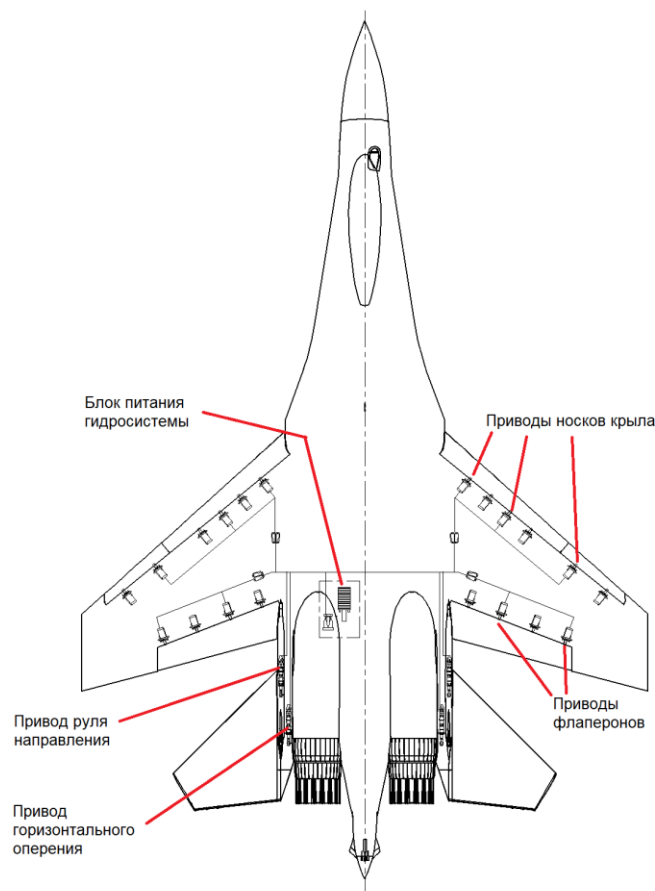


Рисунок 4.4 – Приводы системы управления, получающие питание от одной ГС



Рассматривается одна гидросистема, питающая потребители:

- привод флаперонов – по 2 гидроцилиндра на каждый флаперон, питание каждой пары гидроцилиндров производится от одного золотникового распределителя;
- приводы рулей направления – 2 привода;
- приводы горизонтального оперения - 2 привода;
- приводы носков крыла – по 3 гидроцилиндра на каждый носок, питание каждой тройки гидроцилиндров производится от одного золотникового распределителя.

Таблица 4.3 - Максимальные скорости и углы отклонения рулей

Рулевая поверхность	Флаперон	Стабилизатор	Руль направления	Носок крыла
$\delta^-, ^\circ$	35	15	25	30
$\delta^+, ^\circ$	20	20	25	-
$\delta', \text{ }^\circ/\text{с}$	30	50	25	15

Таблица 4.4 - Углы атаки, углы и скорости отклонения рулевых поверхностей по режимам полета

	Режим полёта				
	Набор высоты	Крейсерский дозвук	Снижение	Огибание рельефа, М=1,14	Дозвук у земли
<b>Временной интервал, с</b>	0-600	600-1800	1800-2400	2400-3000	3000-3600
<i>Флапероны</i>					
$\alpha, ^\circ$	10			2	10
$\delta^-, ^\circ$	30	10	30	5	20
$\delta^+, ^\circ$	10	10	10	5	10
$\delta', \text{ }^\circ/\text{с}$	30				
<i>Стабилизатор</i>					
$\alpha, ^\circ$	10			2	10
$\delta^-, ^\circ$	15	10	15	5	15
$\delta^+, ^\circ$	20	10	20	5	20
$\delta', \text{ }^\circ/\text{с}$	50				
<i>Руль направления</i>					
$\alpha, ^\circ$	10			2	10
$\delta^-, ^\circ$	25	5	20	5	10
$\delta^+, ^\circ$	25	5	20	5	10
$\delta', \text{ }^\circ/\text{с}$	25				
<i>Отклоняемые носки крыла</i>					
$\delta, ^\circ$	30	-	30	-	30
$\delta', \text{ }^\circ/\text{с}$	15	-	15	-	15

Таблица 4.5 – Геометрические параметры рулевых поверхностей

Геометрический параметр	Рулевая поверхность			
	Флаперон	Стабилизатор	Руль направления	Носок крыла
$S_p, M^2$	2,44	6	2,11	2,16
$S_{ок}/S_p$	0,13	0,25	0,1	-
$b_p, M$	0,94	2,24	0,79	0,5
$S_p/S_{об.p}$	0,095	1	0,341	-
$\chi_p, ^\circ$	21	45	16	-
$l_{кач}, M$	0,07	0,365	0,073	0,08

## 4.2 Расчетные случаи

*Первый расчетный случай* – полет на высоте  $H$  до 1 км в течение 53 минут. Исходные зависимости, полученные в полете и вводимые в систему уравнений (2.48) (см. главу 2, раздел 2.4):

$$n = n(t), T_{air} = T_{air}(t), H = H(t), M = M(t) \quad (4.1)$$

Замеры температуры рабочей жидкости в течение полета производятся датчиками, установленными после теплообменников. Замеры для первого расчетного случая приведены в Таблице 4.6.

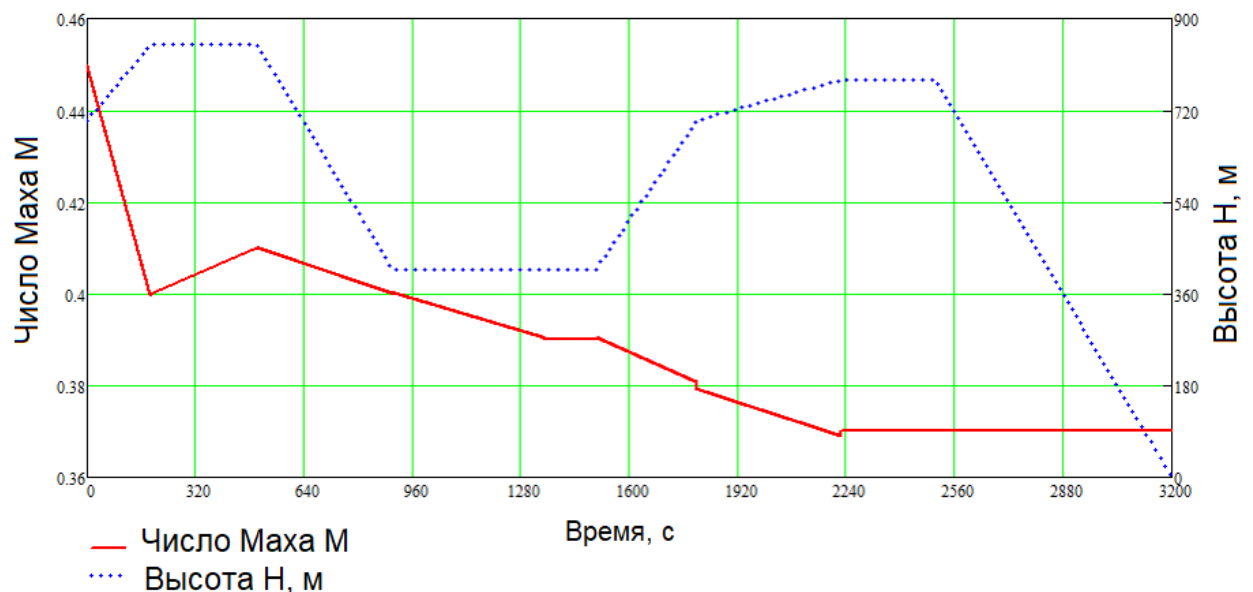


Рисунок 4.5 - Профиль полета №1

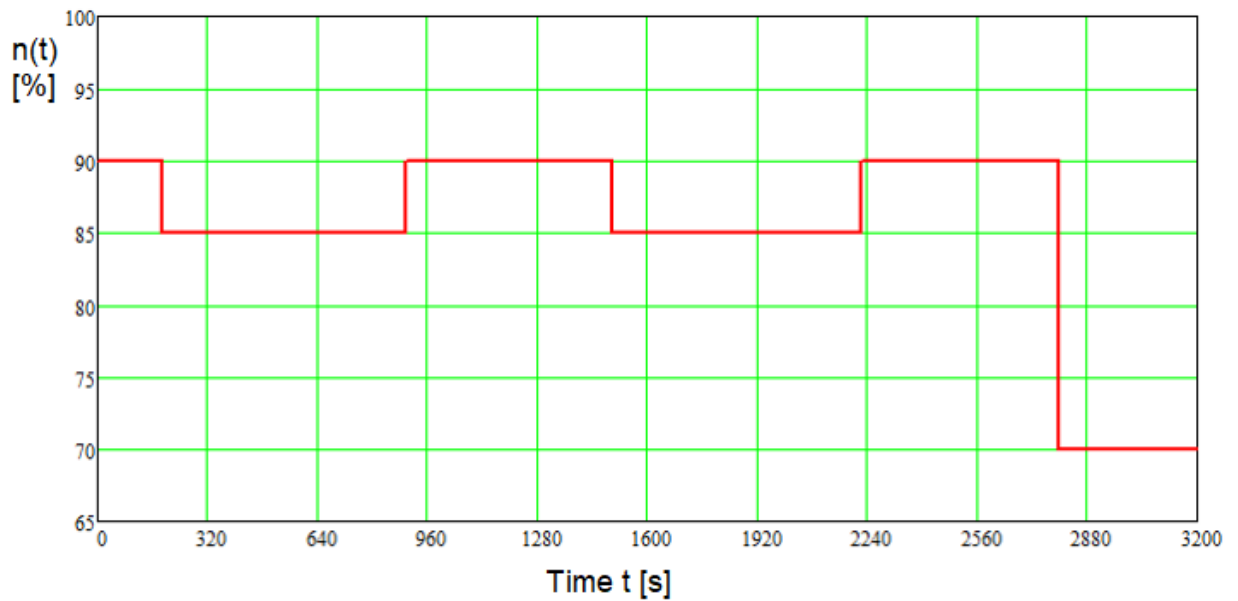


Рисунок 4.6 - Режим работы двигателя (расчетный случай № 1)

Таблица 4.6 – Замеры температуры жидкости (расчетный случай № 1)

t, с	0	180	400	900	1350	1800	2200	2800
T, °C	45	48	53	54	53	52	54	52

*Второй расчетный случай* – полет на высотах 5, 10 и 7 км в диапазоне чисел Маха от 0,4 до 0,85. Замеры температуры для первого расчетного случая приведены в таблице 4.7.

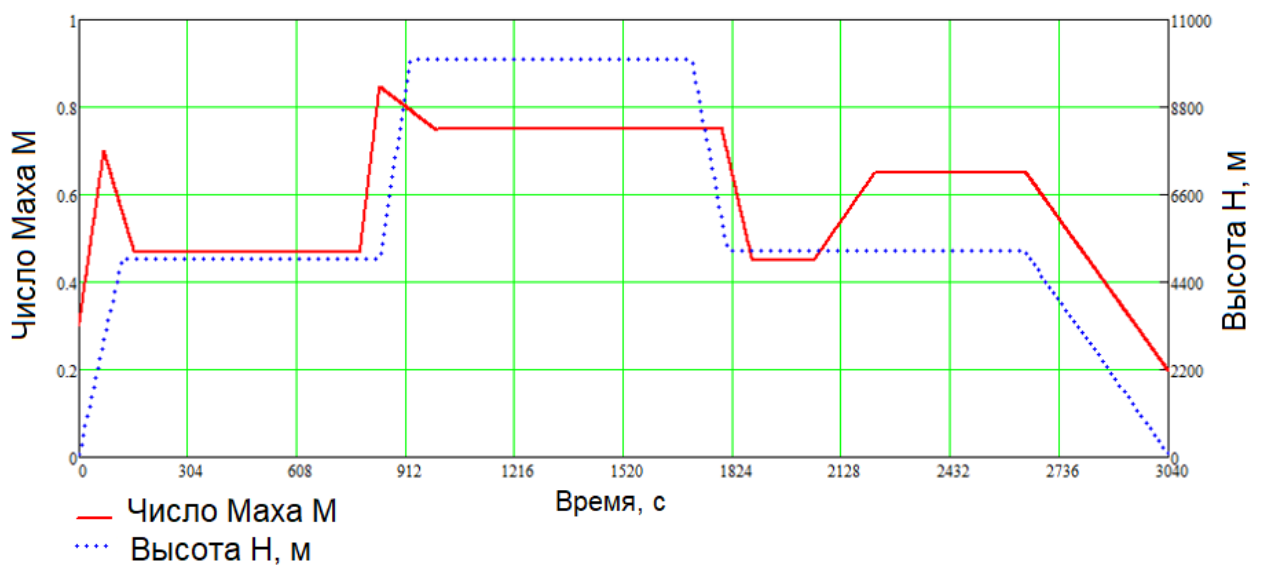


Рисунок 4.7 - Профиль полета №2

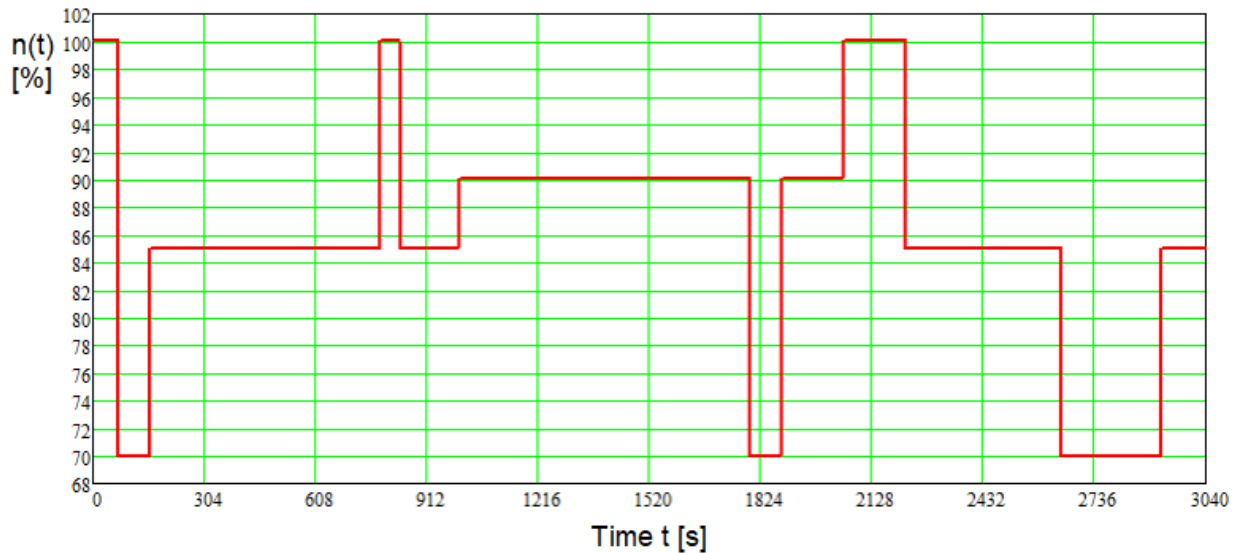


Рисунок 4.8 - Режим работы двигателя (расчетный случай №2)

Таблица 4.7 - Замеры температуры жидкости (расчетный случай № 2)

t, с	0	250	500	850	1200	1500	1700	1900	2200	2500	2750
T, °C	53	55	52	48	50	48	45	42	47	45	42

### 4.3 Анализ исходных данных

Установочная мощность насоса:

$$N_{уст} = p_H^{\max} Q_H^{\max} = 28 \cdot 10^6 \cdot 0,00325 = 91 \text{ кВт} \quad (4. 2)$$

Большая разность температур между горячим (гидравлическая жидкость) и холодным (топливо) теплоносителем:

$$\Delta T_{\delta} = 130 - 50 = 80 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

На теплообменнике жидкость охлаждается на  $32 \text{ }^{\circ}\text{C}$  (усредненные результаты испытаний). Тогда:

$$\Delta T_{м} = 130 - 32 - 50 = 48 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_{cp} = \frac{\Delta T_{\delta} - \Delta T_{м}}{2,3 \lg \frac{\Delta T_{\delta}}{\Delta T_{м}}} = 62 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (4. 3)$$

$$F_{ТО} k_{fTO} = \frac{q}{\Delta T_{cp}} = 525,8 \frac{\text{Вт}}{\text{ }^{\circ}\text{C}} \quad (4. 4)$$

Однако следует иметь в виду, что эти данные справедливы только для расхода топлива 35 л/мин.

Рабочий диапазон температур жидкости гидросистемы (-10..+125 °С). Определим максимальное приращение равновесной температуры:

$$(\Delta T_q)_{\max} = 125 - T_{okr} = 100 \text{ °С} \quad (4.5)$$

Оно будет соответствовать  $\overline{\Delta N_T} = 1$ .

Используя формулы (2.55) - (2.59), приведенные в главе 2, определим долю установочной мощности насоса, переходящей в прирост равновесной температуры рабочей жидкости. Результаты для первого расчетного случая приведены на Рисунке В1 (приложение В), для второго расчетного случая – на Рисунке В2. Расчет прироста температуры жидкости на золотниковых гидрораспределителях всех потребителей выполняется согласно формулам (2.83) - (2.87) (глава 2, раздел 2.4). Результаты для первого расчетного случая приведены на Рисунке В3 (приложение В), для второго расчетного случая – на Рисунке В4.

#### 4.4 Результаты моделирования

Решение системы уравнений (2.88) (глава 2, раздел 2.4) относительно температуры рабочей жидкости и температуры конструкции осуществляется методом Рунге-Кутты в программном обеспечении Mathcad. Результаты испытательных полетов указаны на графике (Рисунок 4.9) синими точками, результаты расчета с учетом температурного расширения жидкости – красной линией, без учета расширения – зеленым пунктиром.

Начальные условия:

$$\begin{cases} T_f(0) = 45 \\ T_{konstr}(0) = 45 \end{cases} \quad (4.6)$$

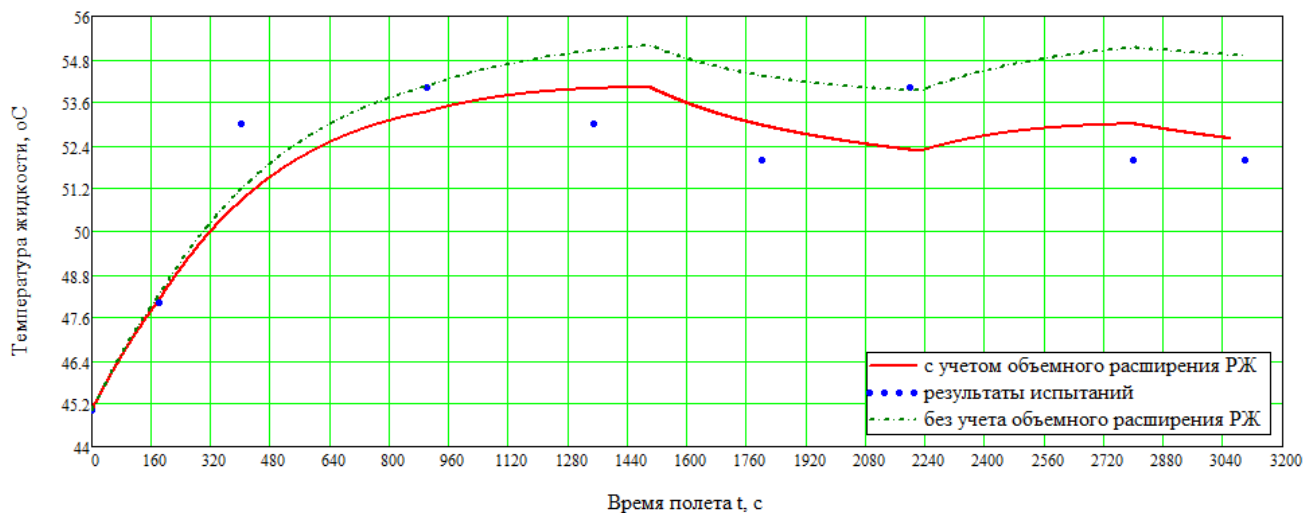


Рисунок 4.9 - Результаты моделирования, расчетный случай №1

Подтверждается тезис [67], что без учета объемно-температурного расширения жидкости при дросселировании в золотниковых распределительных устройствах возрастает погрешность моделирования. Другая погрешность проявляется в виде более пологого роста расчетной кривой  $T_f(t)$  (красная линия) на начальном участке, чем в реальном полете. Это связано с тем, что коэффициент теплопередачи от рабочей жидкости к хладагенту теплообменника принят постоянным и не учитывает изменение во времени объемного расхода хладагента (топлива), проходящего через теплообменник в течение полета. В модели принято допущение, что расход постоянен и составляет 35 л/мин.

Среднеквадратическая ошибка валидации вычисляется по формуле:

$$S_r = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N \Delta_i^2}{N}} \quad (4.7)$$

где  $N$  – количество измерений,  $\Delta_i$  – абсолютная погрешность.

$$\Delta_i = T_{f.экс.и} - T_{f.расч.и} \quad (4.8)$$

Относительная погрешность:

$$\delta_i = \frac{|T_{f.экс.и} - T_{f.расч.и}|}{T_{f.экс.и}} \cdot 100\% \quad (4.9)$$

Результаты расчета погрешности моделирования для первого расчетного случая приведены в Таблицах В2 и В3 (приложение В).

На графике второго расчетного случая (Рисунок 4.10) результаты испытательных полетов указаны синими точками, результаты расчета с учетом температурного расширения жидкости – голубой линией, без учета расширения – красной линией, аппроксимация опытных данных – зеленым пунктиром.

Начальные условия:

$$\begin{cases} T_f(0) = 53 \\ T_{konstr}(0) = 53 \end{cases} \quad (4.10)$$

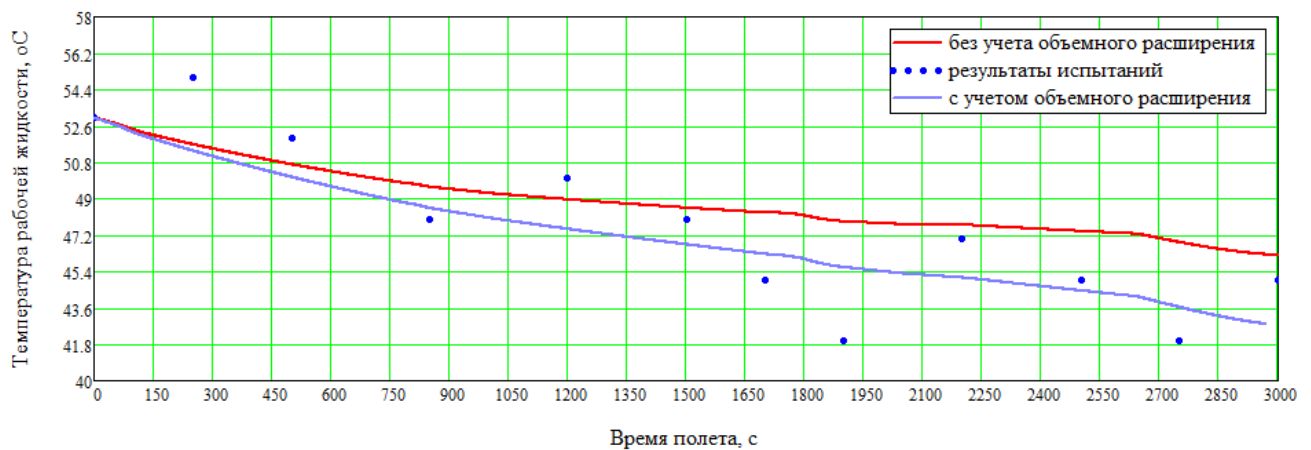


Рисунок 4.10 - Результаты моделирования, расчетный случай №2

Результаты расчета погрешности моделирования для первого расчетного случая приведены в Таблицах В4 и В5 (приложение В). Результаты расчета среднеквадратической ошибки и относительной погрешности приведены в Таблице 4.8.

Таблица 4.8 – Погрешность валидации

Расчетный случай	1		2	
	учтено	не учтено	учтено	не учтено
Среднеквадратическая ошибка, °C	1,25	1,81	3,09	3,62
Средняя относительная погрешность, %	2,04	2,68	4,60	5,47

## **ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

**Разработаны новые конструктивные решения для повышения энергетической эффективности электрогидравлических рулевых приводов и гидросистем летательных аппаратов.**

**Основные новые научные результаты, полученные в диссертационной работе, состоят в следующем:**

1. Разработана структура электрогидравлического привода и алгоритм управления соотношением проводимости дросселирующих элементов привода в зависимости от величины и знака внешней нагрузки, предназначенные для снижения нагрева рабочей жидкости при ее дросселировании в золотниковом распределителе. Реализована обратная связь по нагрузке на привод через датчики давления в полостях гидроцилиндра. При помощи имитационного моделирования динамических процессов доказана работоспособность предложенного способа снижения тепловыделений в гидроприводе с дроссельным регулированием скорости, заключающегося в автоматическом кольцевании рабочей жидкости через клапан в линию нагнетания в обход золотникового гидрораспределителя при величине помогающей внешней нагрузки на выходное звено привода в 30% от усилия торможения и выше. При этом полностью обеспечивается выполнение требований к энергетическим характеристикам привода – к усилию торможения и скорости холостого хода. Также была аналитически определена величина снижения прироста температуры рабочей жидкости после внедрения данного усовершенствования.
2. Разработана структура автономного гидропривода, содержащего блок питания с адаптивной подстройкой режима работы к внешней нагрузке на гидропривод. Результаты имитационного моделирования показали работоспособность предложенной структуры. Наличие адаптивной



регулировки характеристики насоса под нагрузку на привод позволяет значительно (с 10,2 до 3,6 °С) снизить нагрев жидкости.

3. Разработан алгоритм адаптивного регулирования режима работы блока питания автономного гидропривода в зависимости от внешнего нагружения.
4. Разработана математическая модель тепловых процессов в гидросистеме самолета и инженерная методика оценки изменения температуры жидкости в гидросистеме в течение полета, позволяющая на этапе проектировочного расчета будущей гидросистемы оценить изменение температуры жидкости во времени по нескольким типовым полетным профилям и принять решения по регулированию тепловыделений, а на этапе поверочного расчета гидросистемы – рассчитать ее температурный режим для проверки правильности принятых технических решений до начала стендовых и летных испытаний. Модель учитывает параметры окружающей среды, внешнюю нагрузку на приводы, скорости и углы отклонения рулевых поверхностей, режим работы двигателя, КПД насоса, дросселирование жидкости в золотниковых распределителях, объемное расширение жидкости при проходе через них. **Результаты моделирования показали, что расчетная кривая изменения температуры рабочей жидкости с учетом ее объемного расширения близка к данным летных испытаний. Погрешность валидации не превышает 4,6 %.** Методика расчета температуры жидкости пригодна в том числе для насосов с несколькими переключаемыми ступенями номинального давления.
5. Разработана методика расчета массы смешанной структуры энергопитания гидроприводов рулевых поверхностей хвостового оперения самолета Ил-96-300, источниками гидропитания в которой являются электроприводные насосные станции. Проведенные расчеты показывают, что **применение для энергопитания приводов секций руля высоты и руля направления тяжелого магистрального**

**самолета локальных гидросистем с источниками питания на основе электроприводных насосных станций с насосом переменной подачи приводит к увеличению массы систем самолета по сравнению с существующей структурой гидропитания приводов от централизованных гидросистем.** Небольшой выигрыш в установочной массе гидронасосов в этом случае нивелируется приростом массы генераторов переменного тока и большей массой системы энергопитания приводов рулевых поверхностей хвостового оперения в целом.

6. Разработанные конструктивные решения для повышения энергетической эффективности электрогидравлических рулевых приводов **позволят снизить массу теплообменных аппаратов гидросистемы самолета на 15,5 %, а массу основных насосов – на 10 %.**

#### **Перспективы дальнейшей разработки темы**

Более глубокая проработка предложенных технических решений по минимизации тепловой нагрузки на гидросистему самолета:

- дополнение имитационных моделей гидропривода (упругость механических звеньев, внутренние утечки и микрогеометрия золотникового распределителя, нелинейности в линейном электродвигателе);
- исследование быстродействия, точности и устойчивости гидропривода;
- исследование переходных процессов в автономном блоке питания привода;
- дополнение математической модели теплового состояния гидросистемы зависимостями теплоемкости и вязкости жидкости от ее температуры с целью снижения погрешности расчета.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абрамов Е.И., Колесниченко К.А., Маслов В.Т. Элементы гидропривода: справочник. Изд. 2-е, перераб. и доп. - Киев: Техника, 1977. - 320 с.
2. Автоматизированное проектирование машиностроительного гидропривода. / Бажин И.И. [и др.] Под общ. ред. Ермакова С.А. - М.: Машиностроение, 1988. - 312 с.: ил.
3. Акопов М.Г. [и др.]. Методы проектирования перспективных энергосистем силового привода летательных аппаратов. - М.: МАИ-ПРИНТ, 2010. - 308 с.
4. Алексеенков А.С. Исследование характеристик и рабочих процессов автономного электрогидравлического рулевого привода с комбинированным регулированием скорости. // Современные проблемы науки и образования. - 2014. - № 2. – С. 122.
5. Алешин Б.С., Баженов С.Г., Диденко Ю.И., Шелюхин Ю.Ф. Системы дистанционного управления магистральных самолетов. - М.: Наука, 2013. - 291 с.
6. Андреев М.А. Математическое моделирование гидропривода: учебное пособие (на правах рукописи). - 2017. - 61 с.
7. Анисимов А.В., Кондрашев В.Л., Лиходед К.А., Шошиашвили М.Э. Динамика гидросистем: учебное пособие. - Новочеркасск: ЮРГТУ (НПИ), 2012. - 131 с.
8. Баженов А.И., Гамынин Н.С., Карев В.И. [и др.]. Проектирование гидравлических следящих приводов летательных аппаратов. - М.: Машиностроение, 1981. - 312 с.
9. Байков С.В., Близнова Т.Б., Оболенский Ю.Г. Тенденции развития архитектуры исполнительной части системы управления современных самолетов. // Научный вестник ГосНИИ ГА. - 2012. - № 2. - С. 15-23.

10. Бандурин Н.В. [и др.]. Сравнительный анализ рулевых приводов маневренного самолёта по энергетическим критериям // Известия ТулГУ. - Технические науки. - 2011. - № 5. - Ч. 1. - С. 267-290.
11. Бахвалов А.В., Грешняков П.И., Гимадиев А.Г. Исследование эффективности гидропривода с дискретным клапаном и коммутируемой инерционной трубкой // Труды МАИ. - 2017. - № 96. - С. 3.
12. Башта Т.М. [и др.]. Гидравлика, гидромашины и гидропривод. - М.: Машиностроение, 1982. - 423 с.
13. Башта Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. - М.: Машиностроение, 1972. - 320 с.
14. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем: учебник для вузов. - М.: Машиностроение, 1974. - 606 с.
15. Башта Т.М. Расчёты и конструкции самолётных гидравлических устройств. Изд. 3-е, перераб. и доп. - М.: Оборонгиз, 1961. - 476 с.
16. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. - М.: Машиностроение, 1971. - 672 с.
17. Бурцева Е.А., Иванов Д.В., Сандлер И.Л., Султанов И.И. Имитационное моделирование гидроприводной системы управления летучими ножницами гильотинного типа. // Вестник международного института рынка. - 2017. - № 1. - Раздел V. - С. 146-153.
18. Бутрин А.В. Построение математической модели автономного гидропривода // Техника XXI века глазами молодых ученых и специалистов. - 2021. - № 19. - С. 241-248.
19. Быстров Н.Д. Расчёт и математическое моделирование электрогидравлического следящего привода: методические указания. - Самара, 2010. - 22 с.
20. Волков А.А. [и др.]. Гидросистемы силового привода пассажирских и транспортных самолетов. - М.: МАИ, 2019. - 192 с.
21. Волков А.А., Долгушев В.Г., Пугачев Ю.Н., Чулков М.В. Моделирование тепловых процессов в гидросистемах летательных аппаратов // Тепловые процессы в технике. – 2024. – Т.16. - № 1. – С. 17-25.

22. Волков А.А., Мищенко В.Ю., Ионов В.А. Влияние уровня давления нагнетания на тепловые потери в гидросистеме летательных аппаратов // Качество и жизнь. - 2017. - № 4 (16). - С. 26-32.
23. Воронин Г.И. Конструирование машин и агрегатов систем кондиционирования: учеб. для авиац. спец. вузов. - М.: Машиностроение, 1978. - 543 с.
24. Гамынин Н.С. Гидравлический привод систем управления. - М.: Машиностроение, 1972. - 376 с.
25. Гидравлические агрегаты и приводы систем управления полётом летательных аппаратов: информационно-справочное пособие / под общ. ред. Редько П.Г. - М.: Олита, 2004. - 472 с.
26. Гидравлические приводы летательных аппаратов: учебник для вузов / под общ. ред. Карева В.И.. - М: Машиностроение, 1992. - 361 с.
27. Гидрокомплекс орбитального корабля Буран / под ред. Матвеевко А.М. - М.: МАИ, 2006. - 288 с.
28. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Объёмные гидро- и пневмомашин и передачи: учебное пособие для вузов / под ред. В.В. Гуськова. - Мн.: Выш. шк., 1987. - 310 с.: ил.
29. ГОСТ 25431-82. Таблица температур торможения от М и высоты полета. - М.: Издательство стандартов, 1983. - 82 с.
30. Долгушев В.Г. [и др.]. Тенденции развития современных авиационных бортовых систем // Труды МАИ. - 2017. - № 95. - С. 13.
31. Занорин С.М., Балабаев Р.И. Математические модели рулевых приводов летательных аппаратов // Известия ТРТУ. - 2006. - № 6(61). - С. 246-254.
32. Захаров А.С., Сабельников В.И.. Авиационное гидравлическое оборудование: учебное пособие. - Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2006. - 391 с.
33. Калий В.А. Система разработки высокооборотных авиационных синхронных генераторов с электромагнитным возбуждением: дис. д-ра техн. наук: 05.09.01. - М.: МАИ, 2019. - 280 с.

34. Клевенский Д.П., Устюжанин В.Б., Шумилов И.С. Тепловые режимы работы централизованных гидросистем современных самолетов. - Гидропривод и гидроавтоматика. Ч. 1. - Ленинград, 1972.

35. Константинов С.В., Редько П.Г., Ермаков С.А. Электрогидравлические рулевые приводы систем управлением полетом маневренных самолетов. - М.: Янус-К, 2006. - 315 с.

36. Крымов Б.Г., Рабинович Л.В., Стеблецов В.Г. Исполнительные устройства систем управления летательными аппаратами. - М.: Машиностроение, 1987. - 224 с.

37. Кувшинов В.М., Петров В.Н., Берко Г.С. Принципы построения силовых систем управления магистральных транспортных самолётов //Аэрокосмический научный журнал. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. - 2015. - № 2. - С. 19–33.

38. Кузнецов В.Е. Адаптивное управление электрогидравлическими приводами рулевых авиационных комплексов. дисс. д-ра. техн. наук: 05.09.03. - СПб, 2017. - 386 с.

39. Кузнецов И.П., Паршин А.А., Халецкий Л.В., Шитов В.Ю. Формирование требований к динамическим характеристикам и базовым параметрам контуров управления рулевого привода перспективного маневренного самолёта. // Труды МАИ. - 2014. - № 73. - 24 с.

40. Курмазенко Э.А. Конструирование теплообменных аппаратов систем жизнеобеспечения: учеб. пособие. - М.: МАИ, 1991. - 71 с.

41. Лошицкий А.С., Петров Ю.А., Потапов А.М., Пугач А.А. Синтез электрогидравлических следящих приводов, малочувствительных к вариациям рабочей жидкости. // сборник статей «Пневматика и гидравлика. Приводы и системы управления». М.: «Машиностроение», 1978. - № 5. - С. 167-174.

42. Матвеев А.М. Аналитическое проектирование гидравлических систем летательных аппаратов. - М.: Машиностроение, 1977. - 167 с.

43. Матвеев А.М., Зверев И.И. Проектирование гидравлических систем летательных аппаратов. - М.: Машиностроение, 1982. - 296 с.

44. Матвеевко А.М., Меланьин А.Н. Новые пути развития электромеханических и гидравлических систем ЛА. Методы расчета и исследования характеристик систем механического оборудования: тематический сборник научных трудов института. - М.: МАИ, 1983.

45. Машиностроение. Энциклопедия / ред. совет: К.В. Фролов (пред.) и др. Т. IV-2. Электропривод. Гидро- и виброприводы. В 2-х кн. Кн. 2. Гидро- и виброприводы / Д.Н. Попов, В.К. Асташев, А.Н. Густомясов и др.; под общ. ред. Д.Н. Попова, В.К. Асташева. - М.: Машиностроение, 2012. - 304 с.; ил.

46. Меланьин А.Н. Блоки питания гидравлических систем летательных аппаратов, адаптивные к режиму потребления, Руководящий технический материал авиационной техники РТМ 1703-86, 1986. - 20 с.

47. Меланьин А.Н. Исследование энергетических характеристик блоков питания гидросистем летательных аппаратов: автореф. на соиск. ученой степ. канд. техн. наук: 05.07.02. - М.: МАИ, 1976. - 23 с.

48. Михеева Н.И. Имитационное моделирование гидропривода в нелинейном приближении. // Вестник КРСУ. - 2017. - Т. 17. - № 5. - С. 83-86.

49. Нейман В.Г. Гидроприводы авиационных систем управления. - М.: Машиностроение, 1973. - 200 с.

50. Остославский И.В. Аэродинамика самолета: учебник для авиац. вузов. - М.: Оборонгиз, 1957. - 560 с.

51. Петухов Б.Н. Электроснабжение летательных аппаратов. - Ленинград: ЛКВВИА им. А.Ф. Можайского, 1960. - 554 с.

52. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. - М.: Машиностроение, 1987. - 464 с.

53. Постников С.Е., Трофимов А.А., Смагин Д.И. Варианты архитектур системы управления для ближне-среднемагистрального самолета // Инженерный журнал: наука и инновации. - 2017. - № 12(72). - С. 2. – DOI: 10.18698/2308-6033-2017-12-1711

54. Рабинович М.И. Аналитическое исследование демпфирования системы "следящий гидропривод - инерционный орган управления". - М.: ЦАГИ, 1982. - 56 с.

55. Расчёт объёмного гидропривода: метод. указания к выполнению лаб. работ / Сост.: В.С. Козлов. - Н. Новгород, НГТУ, 2005. - 11 с.
56. Редько П.Г. [и др.]. Концепция развития систем рулевых приводов перспективных самолётов // Полёт. - 2008. - № 1. - С. 50-60.
57. Редько П.Г. Повышение безотказности и улучшение характеристик электрогидравлических систем приводов летательных аппаратов: дисс. д-ра. техн. наук: 05.02.02. - г. Павлово, Нижегородской обл., 2002. - 330 с.
58. Самолет Ил-96-300. Руководство по технической эксплуатации. [Электронный ресурс] – Режим доступа: [https://vk.com/wall-117999395\\_198](https://vk.com/wall-117999395_198)
59. Санкович Е.С., Сухоцкий А.Б. Гидравлика, гидромашины и гидропривод: учебно-методическое пособие. - Минск: БГТУ, 2011. - 141 с.
60. Селиванов А.М. Автономный электрогидравлический рулевой привод с комбинированным регулированием скорости выходного звена. // Вестник МАИ. - 2010. - Т. 17. - № 3. - С. 37-41.
61. Селиванов А.М., Алексеенков А.С., Найденов А.В. Оценка области дроссельного регулирования в приводе с комбинированным регулированием скорости выходного звена. // Известия ТулГУ. Технические науки. - 2011. - № 5. - Ч. 1. - С. 299-303.
62. Селиванов А.М., Хомутов В.С. Разработка адаптивного электрогидравлического привода // Обзорение прикладной и промышленной математики. - 2008. - № 5. - С. 923-924.
63. Системы оборудования летательных аппаратов / под ред. А.М. Матвеевко и В.И. Бекасова. - М.: Машиностроение, 2005. - 560 с.
64. Халютин С. П. Проблемы создания автономных рулевых приводов для систем управления полетом // Датчики и системы. – 2002. – № 7. – С. 22-24.
65. Шумилов И.С. Возможные пути снижения массы системы управления рулями самолёта. // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. - 2013. - № 2. - С. 111-150.



66. Шумилов И.С. Рулевые приводы с автономным гидропитанием (АРП) для магистральных самолётов. // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. - 2014. - № 8. - С. 139-161.

67. Шумилов И.С. Температура рабочей жидкости авиационных гидросистем. // Машины и Установки: проектирование, разработка и эксплуатация. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. - 2016. - № 2. - С. 51-75.

68. Чулков М.В. Влияние нагрева рабочей жидкости в золотниковых гидрораспределителях приводов системы управления полетом на тепловое состояние гидросистемы самолета // 20-я Международная конференция «Авиация и космонавтика». 22-26 ноября 2021 года. Москва. Тезисы. – М.: Издательство «Перо», 2021 – 9,43 Мб [Электронное издание]. – С. 77-78.

69. Чулков М.В. Влияние применения локальных гидравлических систем на массу системы управления тяжелого транспортного самолета // 2-я Международная научно-техническая конференция «Скоростной транспорт будущего: перспективы, проблемы, решения». 29 августа – 3 сентября 2023 года, Алушта. Тезисы. – М.: Издательство «Перо», 2023– 19,3 Мб [Электронное издание]. - С. 33-35.

70. Чулков М.В. Имитационное моделирование автономного гидропривода, адаптивного к внешней нагрузке // Инженерный журнал: наука и инновации. – 2024 - № 1(145). – <http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2024-1-2333>

71. Чулков М.В. Имитационное моделирование адаптивного автономного гидропривода // 22-я Международная конференция «Авиация и космонавтика». 20-24 ноября 2023 года. Москва. Тезисы. – М.: Издательство «Перо», 2023 – 4,2 Мб [Электронное издание]. – С. 54-55.

72. Чулков М.В. Имитационное моделирование блока питания локальной гидросистемы самолета // 21-я Международная конференция «Авиация и космонавтика». 21-25 ноября 2022 года. Москва. Тезисы. – М.: Издательство «Перо», 2022 – 8,06 Мб [Электронное издание]. – С. 76-77.

73. Чулков М.В. Исследование электрогидравлического следящего привода с пониженным тепловыделением при помогающих нагрузках путём имитационного моделирования. // 19-я Международная конференция «Авиация и космонавтика». 23-27 ноября 2020 года. Москва. Тезисы. – М.: Издательство «Перо». – 2020. – С. 512-513.

74. Чулков М.В. Исследование электрогидравлического следящего привода с пониженным тепловыделением при помогающих нагрузках путём имитационного моделирования // Сборник тезисов работ международной молодежной научной конференции XLVII Гагаринские чтения 2021. – М.: Издательство «Перо». - 2021. – Мб. [Электронное издание]. – С. 75.

75. Чулков М.В. Методика моделирования теплового состояния гидросистемы маневренного самолета // 1-я Международная научно-техническая конференция «Скоростной транспорт будущего: перспективы, проблемы, решения». 29 августа – 3 сентября 2022 года, ОУЦ «Алушта» МАИ, 4-9 сентября, Федеральная территория Сириус». Тезисы. – М.: Издательство «Перо», 2022 – 13,2 Мб [Электронное издание]. – С. 99-100.

76. Чулков М.В. Оценка применения локальных гидравлических систем на тяжелом транспортном самолете // Сборник тезисов работ международной молодежной научной конференции XLIX Гагаринские чтения 2023. — М.: Издательство «Перо», 2023. — 7,43 Мб. [Электронное издание]. – С. 56-57.

77. Andersen T.O., Ebbesen M.K., Ketelsen S., Michel S., Schmidt L., Weber J. Thermo-Hydraulic Modelling and Experimental Validation of an Electro-Hydraulic Compact Drive // ENERGIES. – 2021. - Vol.14. - No. 9. – <https://doi.org/10.3390/en14092375>

78. Andersson J., Johansson B., Krus P. Thermal Modeling of an Electro-Hydrostatic Actuation System // Recent Advances in Aerospace Actuation Systems and Components. – 2001. - PP. 13-15.

79. Aviation Week & Space Technology. Nov.10. 2008. - Vol. 169. – No. 18.

80. Aviation Week & Space Technology; Jan..9, 2006. - Vol. 164. – No. 2. [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://books.google.ru/books?id=mIJKAAIAAJ>
81. Bennett J. W. Fault Tolerant Electromechanical Actuators for Aircraft. - Newcastle: Newcastle University, 2010. – [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://api.semanticscholar.org/CorpusID:31556168>
82. Bennett J. W., Mecrow B.-C., Jack A.-G., et al. A prototype electrical actuator for aircraft flaps and slats. // IEEE International Conference on Electric Machines and Drives. – 2005. - PP. 41-47.
83. Chulkov, M., Volkov, A. Reducing of hydraulic losses at the hydraulic drive under helping loads. // Aerospace Systems. – 2022. – No. 5. – PP. 367-376. <https://doi.org/10.1007/s42401-022-00134-0>
84. Chulkov, M., Volkov, A. (2023). The Method of Thermal Calculation of the Aircraft Hydraulic System, Taking into Account Heat Losses at the Power Unit. In: Strelets, D.Y., Korsun, O.N. (eds) Recent Developments in High-Speed Transport. Springer Aerospace Technology. Springer, Singapore. [https://doi.org/10.1007/978-981-19-9010-6\\_10](https://doi.org/10.1007/978-981-19-9010-6_10)
85. Cossar C., Kelly L., Miller T. J. E., et al. The design of a switched reluctance drive for aircraft flight control surface actuation. // IEEE Colloquium on Electrical Machines and Systems for the More Electric Aircraft. – 1999. - Vol. 2. - PP. 1-8.
86. Davidson R. W. Flight Control Design and Test of the Joint Unmanned Combat Air System (J-UCAS) X-45A. // AIAA 3rd "Unmanned Unlimited" Technical Conference. - 2004. - PP. 1-16.
87. Dominique van den Bossche. The A380 Flight Control Electrohydrostatic Actuators, Achievements and Lessons Learnt. // 25th International Congress of the Aeronautical Sciences. – 2006. – PP. 1-8.
88. Dong Li, Sujun Dong, Jun Wang, Yunhua Li. Thermal dynamics and thermal management strategy for a civil aircraft hydraulic system. // THERMAL SCIENCE. – 2020. - Vol. 24. - No. 4. - PP. 2311-2318. - DOI: 10.2298/TSCI2004311L

89. Engelhardt J. Thermal Simulation of an Aircraft Fluid Power System with Hydraulic-Electrical Power Conversion Units // Proceedings, 1st FPNI-PhD Symp., Hamburg, Germany. – 2000. – PP. 435-448.
90. Jarf A., Minav T., Papini L., Pietola M., Tammi K. Direct Driven Hydraulics: What can possibly go wrong? - A thermal analysis. // XXII International Conference On Electrical Machines (ICEM). – 2016. – DOI: 10.1109/ICELMACH.2016.7732740
91. Jensen S. C., Jenney G. D., Dawson D.. Flight test experience with an electromechanical actuator on the F-18 Systems Research Aircraft. // Digital Avionics Systems Conference. – 2000. - PP. 1-10.
92. Kai Lia, Kun Lu, Ping Yu, Zhong Lv. Thermal-hydraulic Modeling and Simulation of the Hydraulic System Based on the Electro-Hydrostatic Actuator // 3rd International Symposium on Aircraft Airworthiness, ISAA. - 2013. - PP. 272-281.
93. Lisha C., Rongjie K., Shaoping W., Zongxia J. Design and Simulation of Electro-hydrostatic Actuator with a Built-in Power Regulator // Chinese Journal of Aeronautics 2009. - No. 22. - PP.700-706.
94. Nicola Cimmino et al. A modelling framework to support power architecture trade-off studies for More-Electric Aircraft. // Transportation Research Procedia. 29. – 2018. - PP. 146-156. DOI:10.1016/j.trpro.2018.02.013.
95. Postnikov S. E., Trofimov A. A., Baikov S. V. Architecture options estimate for the near-medium-haul aircraft control system by the reliability, mass and power consumption criteria. // Aerospace Systems. - 2019. - DOI: 10.1007/s42401-018-0017-9
96. Postnikov S., Trofimov A., Smagin D. Analysis of the power part architecture for short-medium-range aircraft control system with local hydraulic systems by reliability criterion. // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 868. - 2020. - DOI:10.1088/1757-899X/868/1/012017
97. Roth M. E., Taylor L. M., Hansen I. G. Status of electrical actuator applications. // Proceedings of the 31st Intersociety Energy Conversion Engineering Conference. – 1996. - Vol. 1. - PP. 191-196.

98. Rottach M., Gerada C., Hamiti T., et al. Fault-tolerant electrical machine design within a Rotorcraft Actuation Drive System optimization. 6th IET International Conference on Power Electronics, Machines and Drive. – 2012. - PP. 1-6.

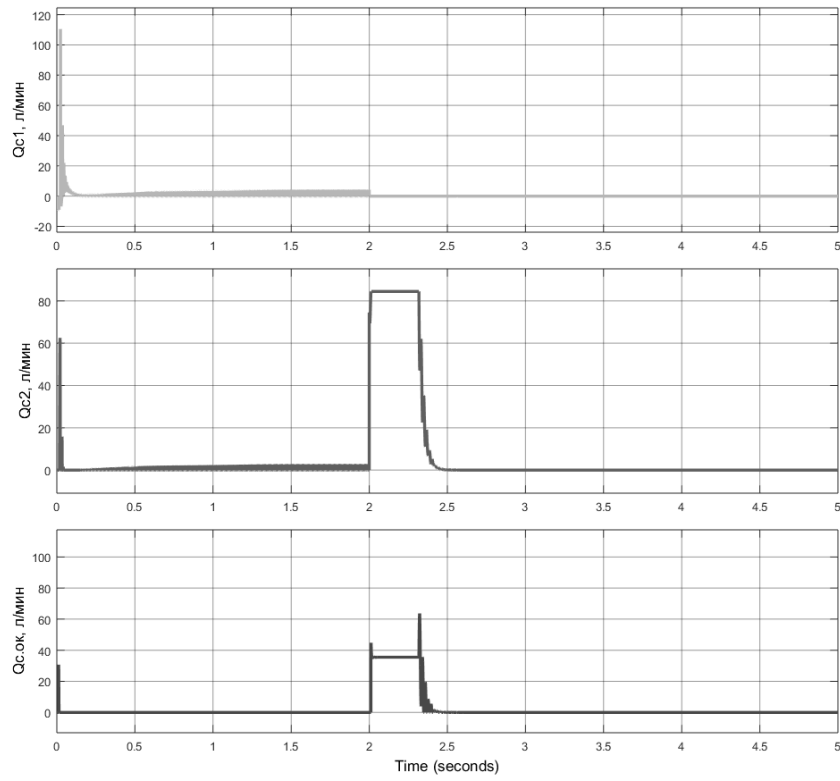
99. Shumilov I. S. The Steering Hydraulic Drives with Centralized or Independent Power Supplies for the Main Aircrafts // Proceedings of 2015 international conference on fluid power and mechatronics – FPM. – 2015. - DOI: 10.1109/FPM.2015.7337186

100. Wang Li, Jiang Manlin. Thermal Calculation analysis and application of the hydraulic system of a certain type aircraft. // 13th Control and application Annual Symp. of China Aviation Society. – 2008. - PP. 33-34.

101. Wheeler P.W., Clare J.C., Apap M., Empringham L., De Lilo L., Bradley K.J., Whitley C., Towers G. An Electro-Hydrostatic Aircraft Actuator using a Matrix Converter Permanent Magnet Motor Drive. // Nottingham: University of Nottingham, 2004. - DOI: 10.1049/cp:20040332

## ПРИЛОЖЕНИЕ А

а) не задействован алгоритмический блок:



б) задействован алгоритмический блок:

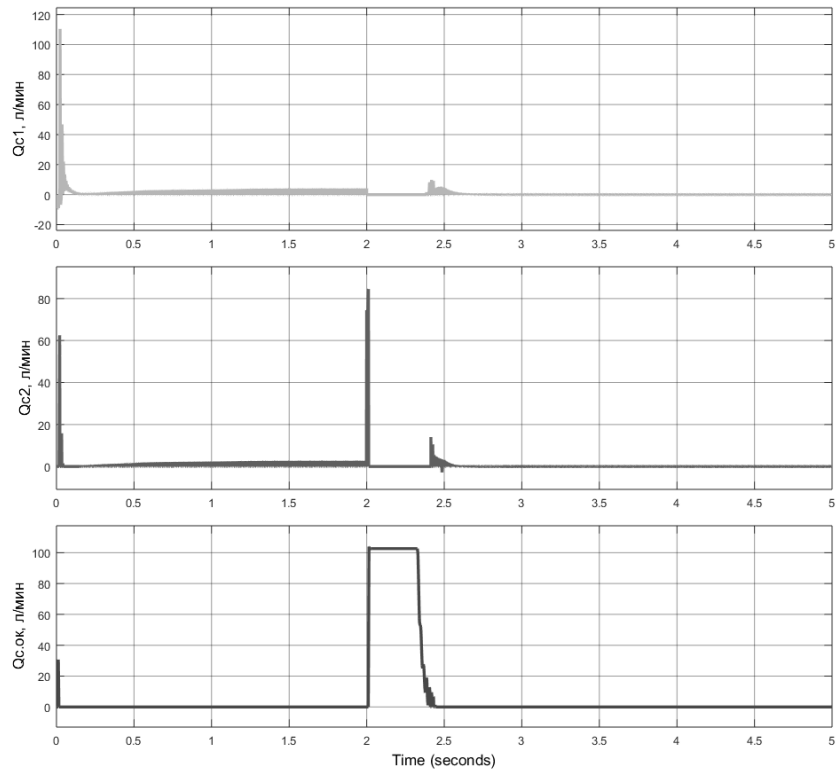


Рисунок А1 - Проверка работоспособности разработанного алгоритма

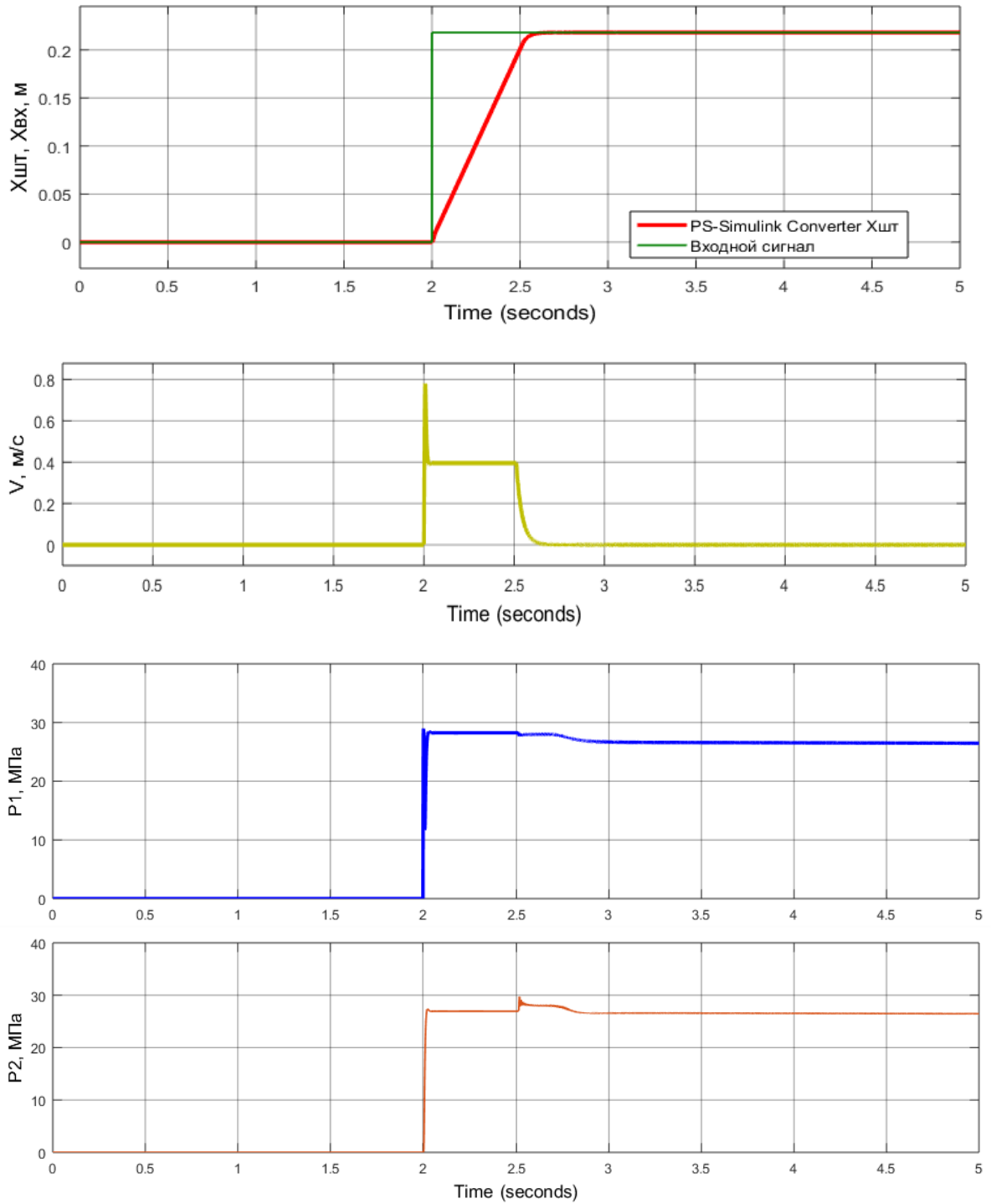


Рисунок А2 - Зависимости функциональных параметров привода от времени  
для расчётного случая А

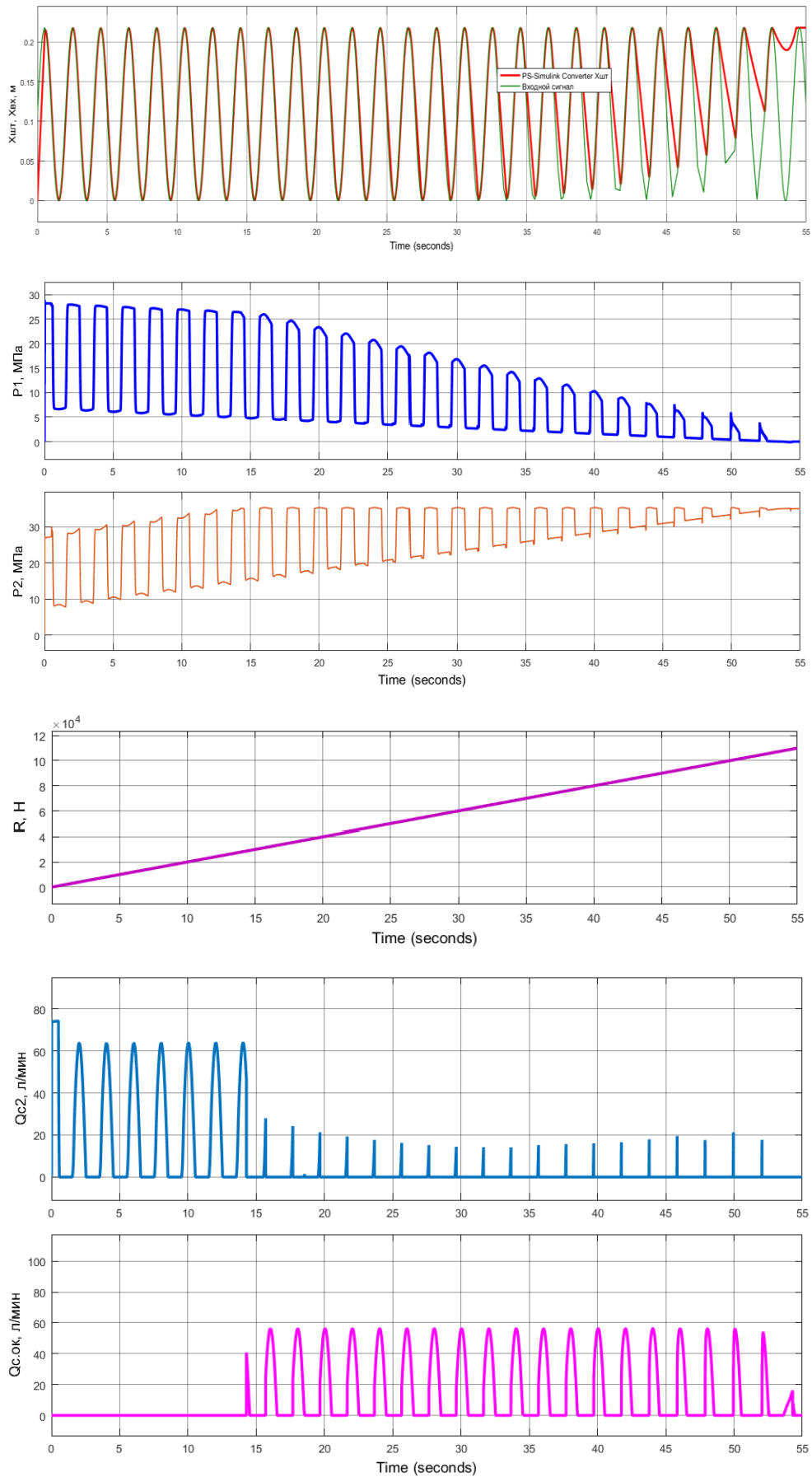


Рисунок А3 - Зависимости функциональных параметров привода от времени для расчётного случая Б



## ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Таблица Б1 – Стандартные типоразмеры гидравлических трубопроводов

$D_n \times \delta$	$D_n \times \delta$	$D_n \times \delta$	$D_n \times \delta$	$D_n \times \delta$	$D_n \times \delta$	$D_n \times \delta$
6x0,6	8x0,6	10x0,5	12x0,5	14x0,5	16x0,5	18x0,8
6x0,8	8x0,8	10x0,6	12x0,6	14x0,8	16x0,8	18x1,0
6x1,0	8x1,0	10x0,8	12x0,8	14x1,0	16x1,0	18x1,2
6x1,2	8x1,2	10x1,0	12x1,0	14x1,2	16x1,2	18x1,5
	8x1,4		12x1,2	14x1,4	16x1,5	18x1,8

Таблица Б2 – Результаты расчета массы трубопроводов 1ГС структуры № 1

Расчет массы напорного трубопровода Н-разв.:				min↓ Ближайшие стандартные:					
Внутренний диаметр напорной трубы	dnA	м	0,0057984	мм	5,80	м	0,0104	мм	10,4
Коэффициент	Kт	кг*с/м	1,4242						
Толщина стенки напорной трубы	δнА	м	4,37E-04	мм	0,44	м	0,0008	мм	0,8
Наружный диаметр напорной трубы	DнА	м	6,67E-03	мм	6,67	м	0,012	мм	12
Масса напорной трубы с жидкостью	Гн.тр.	кг	18,282	← рассчитано по стандартным d,δ					
Расчет массы сливного трубопровода Н-разв.:				min↓ Ближайшие стандартные:					
Внутренний диаметр сливной трубы	dcA	м	0,0087342	мм	8,73	м	0,0164	мм	16,4
Коэффициент	Kт	кг*с/м	1,4242						
Толщина стенки сливной трубы	δсА	м	1,09E-04	мм	0,109	м	0,0008	мм	0,8
Наружный диаметр сливной трубы	DсА	м	8,95E-03	мм	8,95	м	0,018	мм	18
Масса сливной трубы с жидкостью	Гс.тр.	кг	20,131	← рассчитано по стандартным d,δ					
Расчет массы напорного трубопровода разв.-ГУ:				min↓ Ближайшие стандартные:					
Внутренний диаметр напорной трубы	dnБ	м	0,0027436	мм	2,74	м	0,0064	мм	6,4
Коэффициент	Kт	кг*с/м	1,4242						
Толщина стенки напорной трубы	δнБ	м	2,07E-04	мм	0,21	м	0,0008	мм	0,8
Наружный диаметр напорной трубы	DнБ	м	3,16E-03	мм	3,16	м	0,008	мм	8
Масса трубопровода от разветв. к ГЦ внешн.секц.РВ	Ггц.н.тр.	кг	2,026	← рассчитано по стандартным d,δ					
Масса трубопровода от разветв. к ГЦ ниж.секц.РН	Ггц.н.тр.	кг	0,575						
Расчет массы сливного трубопровода разв.-ГУ:				min↓ Ближайшие стандартные:					
Внутренний диаметр сливной трубы	dcБ	м	0,0041327	мм	4,13	м	0,011	мм	11
Коэффициент	Kт	кг*с/м	1,4242						
Толщина стенки сливной трубы	δсБ	м	5,15E-05	мм	0,05	м	0,0005	мм	0,5
Наружный диаметр сливной трубы	DсБ	м	4,24E-03	мм	4,24	м	0,012	мм	12
Масса трубопровода от разветв. к ГЦ внешн.секц.РВ	Ггц.с.тр.	кг	1,727	← рассчитано по стандартным d,δ					
Масса трубопровода от разветв. к ГЦ ниж.секц.РН	Ггц.с.тр.	кг	0,491						

Таблица Б3 – Результаты расчета массы трубопроводов 2ГС структуры № 1

Расчет массы напорного трубопровода Н-разв.:				min↓	Ближайшие стандартные:				
Внутренний диаметр напорной трубы	dнА	м	0,0057588	мм	5,76	м	0,0104	мм	10,4
Коэффициент	Кт	кг*с/м	1,4242						
Толщина стенки напорной трубы	δнА	м	4,34E-04	мм	0,43	м	0,0008	мм	0,8
Наружный диаметр напорной трубы	DнА	м	6,63E-03	мм	6,63	м	0,012	мм	12
Масса напорной трубы с жидкостью	Gн.тр.	кг	18,282	← рассчитано по стандартным d, δ					
Расчет массы сливного трубопровода Н-разв.:				min↓	Ближайшие стандартные:				
Внутренний диаметр сливной трубы	dcА	м	0,0086746	мм	8,67	м	0,0164	мм	16,4
Коэффициент	Кт	кг*с/м	1,4242						
Толщина стенки сливной трубы	δсА	м	1,08E-04	мм	0,108	м	0,0008	мм	0,8
Наружный диаметр сливной трубы	DсА	м	8,89E-03	мм	8,89	м	0,018	мм	18
Масса сливной трубы с жидкостью	Gс.тр.	кг	20,131	← рассчитано по стандартным d, δ					
Расчет массы напорного трубопровода разв.-ГУ:				min↓	Ближайшие стандартные:				
Внутренний диаметр напорной трубы	dнБ	м	0,0024508	мм	2,45	м	0,0064	мм	6,4
Коэффициент	Кт	кг*с/м	1,4242						
Толщина стенки напорной трубы	δнБ	м	1,85E-04	мм	0,18	м	0,0008	мм	0,8
Наружный диаметр напорной трубы	DнБ	м	2,82E-03	мм	2,82	м	0,008	мм	8
Масса трубопровода от разветв. к ГЦ внутр.секц.РВ	Gгц.н.тр.	кг	0,921	← рассчитано по стандартным d, δ					
Масса трубопровода от разветв. к ГЦ ниж.секц.РН	Gгц.н.тр.	кг	0,575						
Масса трубопровода от разветв. к ГЦ верх.секц.РН	Gгц.н.тр.	кг	1,726						
Расчет массы сливного трубопровода разв.-ГУ:				min↓	Ближайшие стандартные:				
Внутренний диаметр сливной трубы	dcБ	м	0,0036917	мм	3,69	м	0,011	мм	11
Коэффициент	Кт	кг*с/м	1,4242						
Толщина стенки сливной трубы	δсБ	м	4,60E-05	мм	0,05	м	0,0005	мм	0,5
Наружный диаметр сливной трубы	DсБ	м	3,78E-03	мм	3,78	м	0,012	мм	12
Масса трубопровода от разветв. к ГЦ внутр.секц.РВ	Gгц.с.тр.	кг	0,785	← рассчитано по стандартным d, δ					
Масса трубопровода от разветв. к ГЦ ниж.секц.РН	Gгц.с.тр.	кг	0,491						
Масса трубопровода от разветв. к ГЦ верх.секц.РН	Gгц.с.тр.	кг	1,472						

Таблица Б4 – Результаты расчета массы трубопроводов 3ГС структуры № 1

Расчет массы напорного трубопровода Н-разв.:				min↓	Ближайшие стандартные:				
Внутренний диаметр напорной трубы	dнА	м	0,0060089	мм	6,01	м	0,0104	мм	10,4
Коэффициент	Кт	кг*с/м	1,4242						
Толщина стенки напорной трубы	δнА	м	4,53E-04	мм	0,45	м	0,0008	мм	0,8
Наружный диаметр напорной трубы	DнА	м	6,91E-03	мм	6,91	м	0,012	мм	12
Масса напорной трубы с жидкостью	Gн.тр.	кг	18,282	← рассчитано по стандартным d, δ					
Расчет массы сливного трубопровода Н-разв.:				min↓	Ближайшие стандартные:				
Внутренний диаметр сливной трубы	dcА	м	0,0090513	мм	9,05	м	0,0164	мм	16,4
Коэффициент	Кт	кг*с/м	1,4242						
Толщина стенки сливной трубы	δсА	м	1,13E-04	мм	0,113	м	0,0008	мм	0,8
Наружный диаметр сливной трубы	DсА	м	9,28E-03	мм	9,28	м	0,018	мм	18
Масса сливной трубы с жидкостью	Gс.тр.	кг	20,131	← рассчитано по стандартным d, δ					
Расчет массы напорного трубопровода разв.-ГУ:				min↓	Ближайшие стандартные:				
Внутренний диаметр напорной трубы	dнБ	м	0,0025573	мм	2,56	м	0,0064	мм	6,4
Коэффициент	Кт	кг*с/м	1,4242						
Толщина стенки напорной трубы	δнБ	м	1,93E-04	мм	0,19	м	0,0008	мм	0,8
Наружный диаметр напорной трубы	DнБ	м	2,94E-03	мм	2,94	м	0,008	мм	8
Масса трубопровода от разветв. к ГЦ внешн.секц.РВ	Gгц.н.тр.	кг	2,026	← рассчитано по стандартным d, δ					
Масса трубопровода от разветв. к ГЦ внутр.секц.РВ	Gгц.н.тр.	кг	0,921						
Масса трубопровода от разветв. к ГЦ ниж.секц.РН	Gгц.н.тр.	кг	0,575						
Масса трубопровода от разветв. к ГЦ верх.секц.РН	Gгц.н.тр.	кг	1,726						
Расчет массы сливного трубопровода разв.-ГУ:				min↓	Ближайшие стандартные:				
Внутренний диаметр сливной трубы	dcБ	м	0,003852	мм	3,85	м	0,009	мм	9
Коэффициент	Кт	кг*с/м	1,4242						
Толщина стенки сливной трубы	δсБ	м	4,80E-05	мм	0,05	м	0,0005	мм	0,5
Наружный диаметр сливной трубы	DсБ	м	3,95E-03	мм	3,95	м	0,01	мм	10
Масса трубопровода от разветв. к ГЦ внешн.секц.РВ	Gгц.с.тр.	кг	1,246	← рассчитано по стандартным d, δ					
Масса трубопровода от разветв. к ГЦ внутр.секц.РВ	Gгц.с.тр.	кг	0,566						
Масса трубопровода от разветв. к ГЦ ниж.секц.РН	Gгц.с.тр.	кг	0,354						
Масса трубопровода от разветв. к ГЦ верх.секц.РН	Gгц.с.тр.	кг	1,062						

Таблица Б5 – Результаты расчета массы трубопроводов 4ГС структуры № 1

Расчет массы напорного трубопровода Н-разв.:						min↓	Ближайшие стандартные:		
Внутренний диаметр напорной трубы	dнА	м	0,0055492	мм	5,55	м	0,0104	мм	10,4
Коэффициент	Кт	кг*с/м	1,4242						
Толщина стенки напорной трубы	δнА	м	4,18E-04	мм	0,42	м	0,0008	мм	0,8
Наружный диаметр напорной трубы	DнА	м	6,38E-03	мм	6,38	м	0,012	мм	12
Масса напорной трубы с жидкостью	Gн.тр.	кг	18,282	←рассчитано по стандартным d,δ					
Расчет массы сливного трубопровода Н-разв.:						min↓	Ближайшие стандартные:		
Внутренний диаметр сливной трубы	dcА	м	0,0083588	мм	8,36	м	0,0164	мм	16,4
Коэффициент	Кт	кг*с/м	1,4242						
Толщина стенки сливной трубы	δсА	м	1,04E-04	мм	0,104	м	0,0008	мм	0,8
Наружный диаметр сливной трубы	DсА	м	8,57E-03	мм	8,57	м	0,018	мм	18
Масса сливной трубы с жидкостью	Gс.тр.	кг	20,131	←рассчитано по стандартным d,δ					
Расчет массы напорного трубопровода разв.-ГУ:						min↓	Ближайшие стандартные:		
Внутренний диаметр напорной трубы	dнБ	м	0,0026257	мм	2,63	м	0,0064	мм	6,4
Коэффициент	Кт	кг*с/м	1,4242						
Толщина стенки напорной трубы	δнБ	м	1,98E-04	мм	0,20	м	0,0008	мм	0,8
Наружный диаметр напорной трубы	DнБ	м	3,02E-03	мм	3,02	м	0,008	мм	8
Масса трубопровода от разветв. к ГЦ внешн.секц.РВ	Gгц.н.тр.	кг	2,026	←рассчитано по стандартным d,δ					
Масса трубопровода от разветв. к ГЦ внутр.секц.РВ	Gгц.н.тр.	кг	0,921						
Масса трубопровода от разветв. к ГЦ верх.секц.РН	Gгц.н.тр.	кг	1,726						
Расчет массы сливного трубопровода разв.-ГУ:						min↓	Ближайшие стандартные:		
Внутренний диаметр сливной трубы	dcБ	м	0,0039551	мм	3,96	м	0,009	мм	9
Коэффициент	Кт	кг*с/м	1,4242						
Толщина стенки сливной трубы	δсБ	м	4,92E-05	мм	0,05	м	0,0005	мм	0,5
Наружный диаметр сливной трубы	DсБ	м	4,05E-03	мм	4,05	м	0,01	мм	10
Масса трубопровода от разветв. к ГЦ внешн.секц.РВ	Gгц.с.тр.	кг	1,246	←рассчитано по стандартным d,δ					
Масса трубопровода от разветв. к ГЦ внутр.секц.РВ	Gгц.с.тр.	кг	0,566						
Масса трубопровода от разветв. к ГЦ верх.секц.РН	Gгц.с.тр.	кг	1,062						

Таблица Б6 – Характеристики серийно производимых насосных станций

Марка НС	НС74	НС46-2	НС140-10	НС140-6	НС55А-3	НС62
Масса НС, кг	9,7	25,0	10,5	6,5	13,5	8,0
Мощность электродвигателя Ндв, кВт	3,0	8,5	5,4	3,0	5,4	0,8
Подача Qн, л/мин	7,0	20,0	18,0	9,0	10,0	2,5
Давление нагнетания Рн, кгс/см <sup>2</sup>	210	140	190	190	210	210
Напряжение питания переменного тока, В	115	200	220	115	115	200
Потребляемый ток, А	22,0	40	18,5	20,0	35,0	55,0

Таблица Б7 – Результаты расчета массы трубопроводов от насосных станций до гидроприводов (структура № 2)

Расчет массы напорного трубопровода:			min↓	Ближайшие стандартные:					
Внутренний диаметр напорной трубы	dn	м	0,00300975	мм	3,01	м	0,0068	мм	6,8
Коэффициент	Kт	кг*с/м	1,4242						
Толщина стенки напорной трубы	δн	м	2,27E-04	мм	0,23	м	0,0006	мм	0,6
Наружный диаметр напорной трубы	Dн	м	3,46E-03	мм	3,46	м	0,008	мм	8
Масса трубопровода от НС к ГЦ внеш.секц.РВ	Ггц.н.тр.	кг	5,144	← рассчитано по стандартным d,δ					
Масса трубопровода от НС к ГЦ внутр.секц.РВ	Ггц.н.тр.	кг	1,375						
Масса трубопровода от НС к ГЦ ниж.секц.РН	Ггц.н.тр.	кг	0,671						
Масса трубопровода от НС к ГЦ верх.секц.РН	Ггц.н.тр.	кг	3,895						
Расчет массы сливного трубопровода:			min↓	Ближайшие стандартные:					
Внутренний диаметр сливной трубы	dc	м	0,00453362	мм	4,53	м	0,0088	мм	8,8
Коэффициент	Kт	кг*с/м	1,4242						
Толщина стенки сливной трубы	δс	м	5,64E-05	мм	0,056	м	0,0006	мм	0,6
Наружный диаметр сливной трубы	Dс	м	4,65E-03	мм	4,65	м	0,01	мм	10
Масса трубопровода от НС к ГЦ внеш.секц.РВ	Ггц.с.тр.	кг	8,106	← рассчитано по стандартным d,δ					
Масса трубопровода от НС к ГЦ внутр.секц.РВ	Ггц.с.тр.	кг	2,072						
Масса трубопровода от НС к ГЦ ниж.секц.РН	Ггц.с.тр.	кг	0,980						
Масса трубопровода от НС к ГЦ верх.секц.РН	Ггц.с.тр.	кг	6,089						

Таблица Б8 – Основные данные проводов марки БПВЛ и БПВЛЭ

Сечение жилы, мм <sup>2</sup>	Число проволок в жиле и диаметр, шт. x мм	Сопротивление 1 км провода при + 20 °С, Ом	Наружный диаметр, мм		Вес 1 км провода, кг	
			БПВЛ	БПВЛЭ	БПВЛ	БПВЛЭ
0,35	7x0,25	58,0	2,3	2,9	7,5	20
0,50	7x0,30	41,3	2,5	3,1	10	2
0,75	7x0,37	26,8	2,7	3,3	13	29
0,88	7x0,4	22,8	2,8	3,4	15	32
1,0	19x0,26	20,5	3,0	3,6	16,5	33
1,25	19x0,29	16,3	3,1	3,9	20	50
1,5	19x0,32	13,3	3,4	4,2	23	61
1,93	19x0,36	10,4	3,6	4,4	30	62
2,5	19x0,41	8,0	3,9	4,7	35	68
3,05	19x0,45	6,58	4,1	4,9	42	77
4,0	7x7x0,32	5,0	4,7	5,5	50	86
5,15	7x7x0,36	3,85	5,1	5,9	70	100
6,0	7x7x0,39	3,3	5,4	6,2	72	114
8,8	19x7x0,29	2,4	6,2	7,0	112	158
10	19x7x0,32	2,0	6,9	8,1	126	196

## ПРИЛОЖЕНИЕ В

Таблица В1 – Потребные мощности и КПД насоса (по данным испытаний)

п, %	п, об/мин	Q <sub>н</sub> , л/мин	M <sub>кр</sub> , кгс*м	Q <sub>сл</sub> , л/мин	N <sub>потр</sub> , кВт	N <sub>пол</sub> , кВт	КПД η расчетный
70 (МГ)	2900	15	7,2	24,7	21,4	6,7	0,313
		35	9,7	22,5	28,9	15,5	0,536
		50	11,6	21,6	34,5	22,2	0,643
		100	18,2	18,6	54,2	44,4	0,819
		145	24,8	16,7	73,8	64,4	0,873
		160	21,2	9,7	63,1	60,1	0,952
85	3500	15	6,5	26	23,4	6,8	0,291
		35	8,7	23,9	31,3	15,7	0,502
		50	10,1	23,5	36,7	22,5	0,624
		100	15,9	21,4	57,1	44,9	0,786
		145	21,2	18,8	76,2	65,2	0,856
		160	22,9	18,3	82,3	71,6	0,870
		195	18,9	9,5	67,9	61,5	0,906
90	3800	15	6,4	26,8	25	6,8	0,272
		35	8,4	25,5	32,8	15,8	0,482
		50	9,9	25,1	38,6	22,7	0,588
		100	15,4	23,1	60,1	45,4	0,755
		145	20,2	20,4	78,8	65,4	0,830
		160	23,8	20	92,8	71,9	0,775
		195	25	18,8	97,5	85,3	0,779
100	4200	15	6,2	27,7	26,7	6,8	0,255
		35	7,6	27	32,8	15,9	0,485
		50	9,5	26,5	41	22,8	0,556
		100	14,9	25,8	64,2	45,6	0,710
		145	19,6	25	84,5	66,3	0,785
		160	21	25,5	90,6	72,4	0,799
		195	24,9	25,4	107,4	88,6	0,825

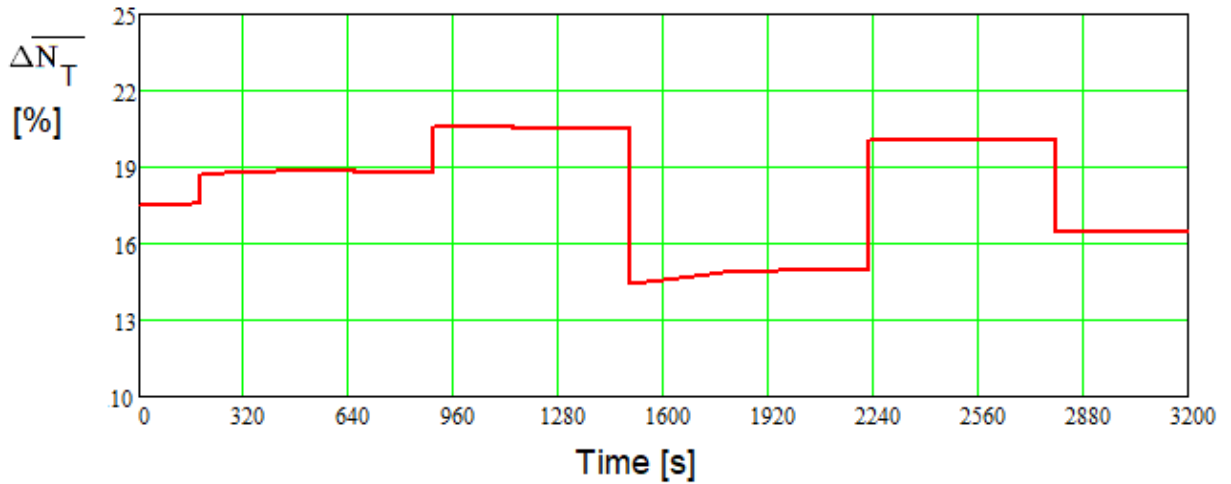


Рисунок В1 - Доля установочной мощности насоса, переходящая в тепло (расчетный случай № 1)

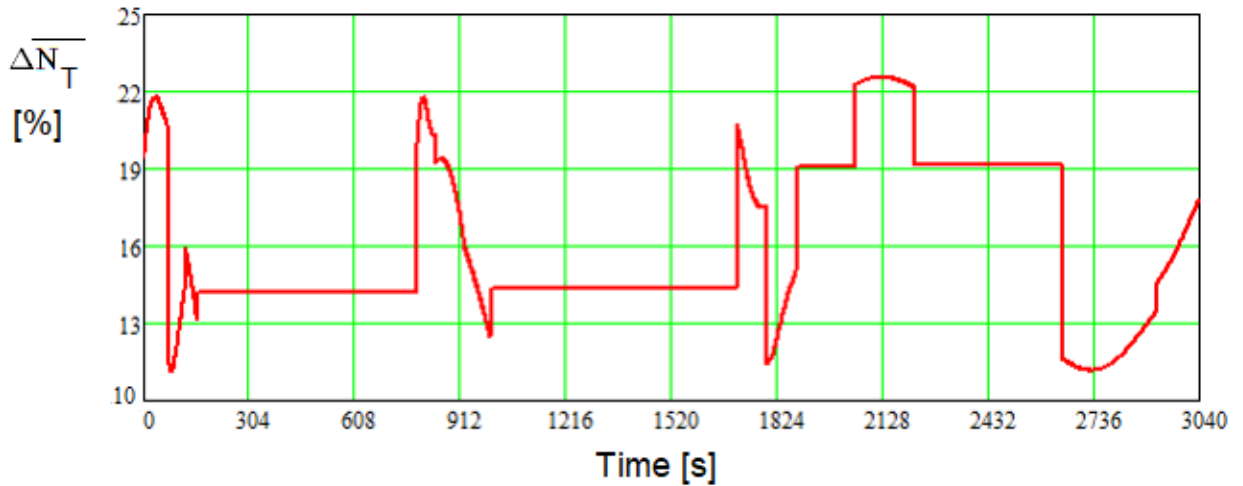


Рисунок В2 - Доля установочной мощности насоса, переходящая в тепло (расчетный случай № 2)

Таблица В2 – Результаты расчета погрешности моделирования (расчетный случай № 1, без учета объемного расширения жидкости)

Время t, с	180	400	900	1350	1800	2200	2800
$T_{f\_эксп.}, ^\circ\text{C}$	48	53	54	53	52	54	52
$T_{f\_расч.}, ^\circ\text{C}$	48,33	51,16	54,04	55,04	54,34	53,92	55,13
$\Delta, ^\circ\text{C}$	-0,33	1,84	-0,04	-2,04	-2,34	0,08	-3,13
$\delta, \%$	0,69	3,47	0,07	3,85	4,50	0,15	6,02

Таблица В3 – Результаты расчета погрешности моделирования  
(расчетный случай № 1, с учетом объемного расширения жидкости)

Время t, с	180	400	900	1350	1800	2200	2800
$T_{f\_экс.}, ^\circ\text{C}$	48	53	54	53	52	54	52
$T_{f\_расч.}, ^\circ\text{C}$	48,08	50,84	53,33	53,98	52,96	52,27	52,99
$\Delta, ^\circ\text{C}$	-0,08	2,16	0,67	-0,98	-0,96	1,73	-0,99
$\delta, \%$	0,17	4,08	1,24	1,85	1,85	3,20	1,90

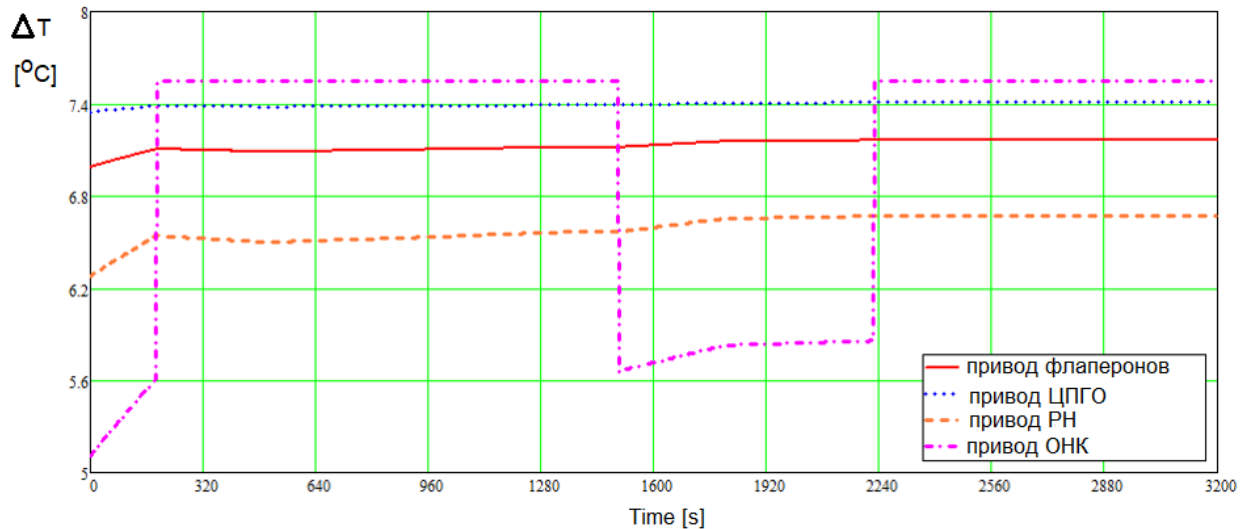


Рисунок В3 - Прирост температуры на золотниковых распределителях  
(расчетный случай № 1)

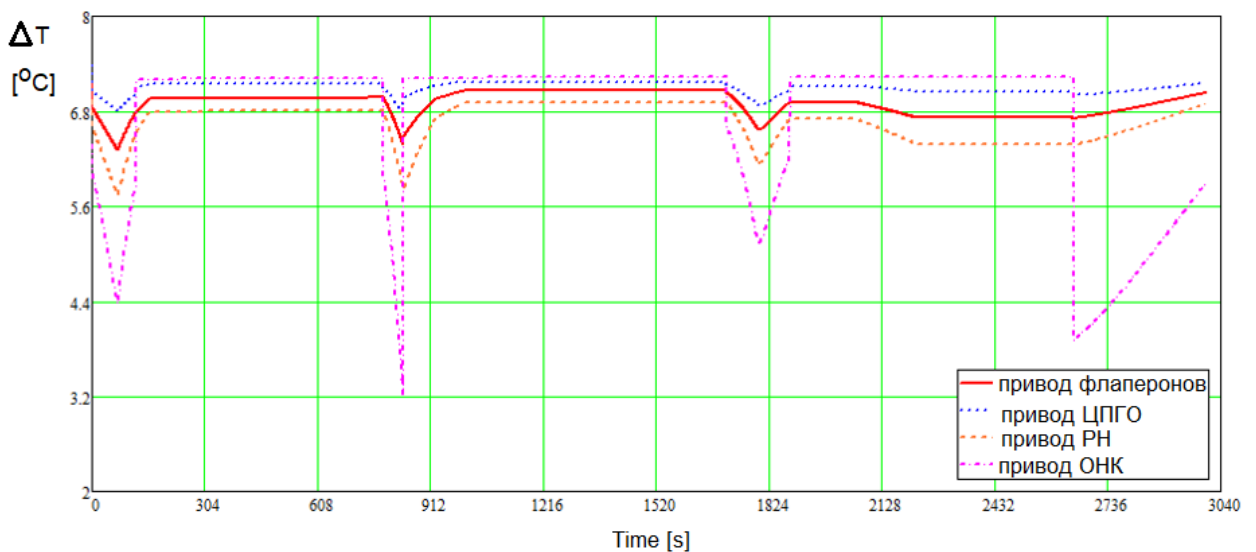


Рисунок В4 - Прирост температуры на золотниковых распределителях  
(расчетный случай № 2)

Таблица В4 – Результаты расчета погрешности моделирования  
(расчетный случай № 2, без учета объемного расширения жидкости)

Время t, с	250	500	850	1200	1500	1700	1900	2200	2500	2750
T <sub>f_эксп.</sub> , °C	55	52	48	50	48	45	42	47	45	42
T <sub>f_расч.</sub> , °C	51,68	50,69	49,6	48,95	48,54	48,29	47,87	47,69	47,38	46,84
Δ, °C	3,32	1,31	-1,6	1,05	-0,54	-3,29	-5,87	-0,69	-2,38	-4,84
δ, %	6,04	2,52	3,33	2,10	1,13	7,31	13,98	1,47	5,29	11,52

Таблица В5 – Результаты расчета погрешности моделирования  
(расчетный случай № 2, с учетом объемного расширения жидкости)

Время t, с	250	500	850	1200	1500	1700	1900	2200	2500	2750
T <sub>f_эксп.</sub> , °C	55	52	48	50	48	45	42	47	45	42
T <sub>f_расч.</sub> , °C	51,37	50,07	48,53	47,49	46,73	46,25	45,59	42,08	44,44	43,62
Δ, °C	3,63	1,93	-0,53	2,51	1,27	-1,25	-3,59	4,92	0,56	-1,62
δ, %	6,60	3,71	1,10	5,02	2,65	2,78	8,55	10,47	1,24	3,86



**ПРИЛОЖЕНИЕ Г**

**АКТ ВНЕДРЕНИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ**

«УТВЕРЖДАЮ»

Проректор по учебной работе

Козорез Д.А.

«27» 05 2024 г.



## АКТ

о внедрении результатов диссертационной работы Чулкова М.В. на тему:  
«Разработка новых конструктивных решений для повышения энергетической  
эффективности электрогидравлических рулевых приводов и гидросистем летательных  
аппаратов»

в учебный процесс федерального государственного бюджетного образовательного учреждения  
высшего образования «Московский авиационный институт (национальный исследовательский  
университет)» МАИ (НИУ)

Настоящим актом подтверждается **использование результатов исследований**,  
полученных и изложенных в диссертации очного аспиранта кафедры 101 «Проектирование и  
сертификация авиационной техники» Московского авиационного института (национального  
исследовательского университета) Чулкова Максима Викторовича «Разработка новых  
конструктивных решений для повышения энергетической эффективности  
электрогидравлических рулевых приводов и гидросистем летательных аппаратов»,  
представленной на соискание учёной степени кандидата технических наук по специальности  
2.5.13. – «Проектирование, конструкция, производство, испытания и эксплуатация летательных  
аппаратов», **при реализации основных образовательных программ высшего образования:**

- специалитета по специальности 24.05.07 – Самолето- и вертолетостроение;
- магистратуры по направлению подготовки 24.04.04 – Авиастроение.

Результаты диссертационной работы имеют научное и практическое значение,  
применяются при реализации учебных программ дисциплин «Проектирование систем  
энергооборудования», «Приводы летательных аппаратов».

Зам. директора дирекции Института №1  
«Авиационная техника»

Шавелкин Д.С.