

МОСКОВСКИЙ АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

На правах рукописи

УДК 62.7.064

Хомутов Владимир Станиславович

**Улучшение статических и динамических
характеристик электрогидростатического
привода в области малых сигналов
управления**

05.02.02 – Машиноведение, системы приводов и детали машин

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Москва – 2009

Диссертация выполнена на кафедре «Системы приводов авиационно-космической техники» Московского авиационного института (государственного технического университета).

Научный руководитель: к.т.н., доцент Селиванов Александр Михайлович

Официальные оппоненты: д.т.н, профессор Попов Дмитрий Николаевич

к.т.н, Оболенский Юрий Григорьевич

Ведущая организация: ОАО «ПМЗ Восход», г. Павлово Нижегородской области

Защита состоится «_____» _____ 2009 г. в _____ часов на заседании диссертационного совета Д212.125.07 при Московском авиационном институте (государственном техническом университете), расположенном по адресу: 125993, г.Москва, А-80, ГСП-3, Волоколамское шоссе, д.4, учёный совет МАИ.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Московского авиационного института (государственного технического университета).

Автореферат разослан «_____» _____ 2009 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета Д212.125.07
к.т.н., доцент

_____ Кондратьев А.Б.

Общая характеристика работы

Актуальность работы

В настоящее время разработчиками летательных аппаратов проявляется значительный интерес к повышению степени их электрификации. Считается, что это позволит снизить стоимость жизненного цикла ЛА, уменьшить полётную массу и улучшить топливную экономичность, а также тактико-технические характеристики ЛА при боевых применениях, увеличит готовность к полету ЛА военного назначения.

При повышении степени электрификации самолёта предполагается переходить от гидроприводов с питанием от централизованных гидросистем к автономным, которые питаются от электрической системы. Гидравлические следящие приводы с индивидуальными (автономными) источниками гидропитания имеют в настоящее время ограниченное применение на борту летательных аппаратов по причине ограниченной конкурентоспособности в сравнении с приводами с централизованными гидросистемами питания, в первую очередь по массо-габаритным показателям и удельным характеристикам. Однако ситуация изменяется коренным образом в связи с реализацией концепции унифицированного энергопитания бортовых приводных систем различного назначения.

Достижение минимального веса, размеров и стоимости автономного электрогидропривода является проблемой, которая часто становится ключевой при выборе одного из двух вариантов — системы автономных гидроприводов или приводов с централизованной системой питания.

Другой проблемой является обеспечение высоких показателей автономных электрогидравлических приводов, например статической и динамической точности, а также жёсткости при работе на малых управляющих сигналах. Эти качества особенно важны, например, для рулевых приводов современных аэродинамически неустойчивых самолётов, оснащённых автоматической системой управления полётом, что обуславливает необходимость работы приводов длительное время по гармоническому закону управления с малыми амплитудами перемещений выходного звена и при существенных эксплуатационных нагрузках.

Таким образом, в настоящее время является актуальным поиск решения вышеуказанных проблем автономных электрогидравлических приводов.

Цель диссертационной работы

В связи с прогрессом в области развития электротехнического и электронного оборудования представляется, что перспективным путём решения проблем автономного электрогидравлического привода будет развитие схемы электрогидростатического привода. Его усовершенство-

ванная конструкция позволит иметь высокую удельную мощность, максимальный КПД порядка 70..85% и будет хорошо управляться в области малых управляющих сигналов, не теряя при этом жёсткости. Таким образом, целями данной работы являются:

1. Повышение чувствительности электрогидростатического привода в области малых сигналов управления до уровня, соответствующего электрогидравлическим дроссельным приводам современных самолётов.
2. Повышение жёсткости автономного привода, особенно в области малых управляющих сигналов.
3. Улучшение динамических характеристик автономного электрогидравлического привода в области малых управляющих сигналов.
4. Обеспечение достижения вышеуказанных целей при сохранении энергетических характеристик (максимального КПД и энергопотребления в нейтральном состоянии) на уровне лучших автономных приводов.
5. Обеспечение стабильности всех вышеуказанных характеристик во время периода эксплуатации.

Научная новизна работы

Научная новизна представленной работы, по мнению автора, заключается в:

- Исследовании особенностей работы привода с комбинированным управлением скоростью выходного звена, обеспечивающего *реализацию режима дроссельного управления скоростью в области малых сигналов управления* (до 0.5...1% от максимального) и *плавный переход на режим объёмного управления скоростью* при увеличении сигнала управления.
- Синтезе алгоритмов управления приводом, обеспечивающих как перечисленные выше свойства, так и стабильность настроек агрегатов привода.
- Экспериментальном определении характеристик насосного агрегата
- Анализе и исследовании рабочих процессов привода с комбинированным управлением на базе разработанной автором многоэлементной математической модели со сложными функциональными

связями и введёнными в алгоритм вычислений характеристиками реальных элементов.

Практическая ценность работы

Практическая значимость работы заключается в том, что разработанные схемные и алгоритмические решения позволяют:

- Улучшить чувствительность электрогидростатического привода до уровня, позволяющего использовать привод для управления основными рулевыми поверхностями самолётов, в том числе и с аэродинамически неустойчивой компоновкой.
- Улучшить частотные характеристики в области малых сигналов управления до уровня современных авиационных высококачественных электрогидравлических приводов с централизованным гидропитанием.
- Увеличить жёсткость привода в области малых сигналов управления до уровня, принятых для рулевых приводов.
- Снизить затраты на ремонт и обслуживание энергетического комплекса самолёта, поскольку применение разработанных технических решений рулевых приводов позволяет сократить количество гидросистем на борту самолёта, заменив гидравлические магистрали централизованных гидросистем на электрические силовые кабели.
- Сократить сроки и стоимость промышленного освоения привода (и его производства), поскольку предлагаемые автором технические решения используют уже освоенные российскими заводами компоненты, обладающие подтверждённым уровнем безотказности и необходимым техническим ресурсом.

На защиту выносятся следующие основные результаты и положения:

Решение поставленных задач позволяет вынести на защиту следующие положения:

1. Алгоритмы управления электрогидростатическим приводом, позволяющие добиться улучшения его характеристик в области малых сигналов и исследование их эффективности
2. Алгоритмы управления, позволяющие обеспечить требуемую стабилизацию настроек в приводе, имеющем комбинированное управление.

3. Исследование рабочих процессов в электрогидростатическом приводе, имеющем комбинированное управление, с помощью его нелинейной математической модели, включающей экспериментальные характеристики основных агрегатов привода.

Апробация работы.

Материалы диссертации докладывались на научных семинарах и конференциях, в частности, на:

- XV международный научно-технический семинар «Современные технологии в задачах управления, автоматики и обработки информации», г. Алушта, сентябрь 2006 года
- XVI международный научно-технический семинар «Современные технологии в задачах управления, автоматики и обработки информации», г. Алушта, 18-25 сентября 2007 года
- IX международный научно-технический симпозиум «Новые рубежи авиационной науки», г. Москва, 19-23 августа 2007 года

Структура и объем диссертации.

Диссертация состоит из Введения, 7 глав и Заключения.

Содержание работы

Во Введении обоснована актуальность диссертационной работы, сформулирована цель и аргументирована научная новизна исследований, показана практическая значимость полученных результатов, представлены выносимые на защиту научные положения.

В первой главе, которая носит обзорный характер, анализируются тенденции развития автономных электрогидравлических рулевых приводов летательных аппаратов.

На нынешний день можно выделить несколько основных типов автономных электрогидроприводов: привод с объёмным регулированием скорости и реверсивным насосом, объёмно-клапанный привод и привод с объёмно-дрессельным регулированием скорости, а также сравнительно новая схема - электрогидростатический привод.

В приводе с объёмным регулированием скорости и реверсивным насосом скоростью и направление движения штока силового цилиндра определяется расходом жидкости, поступающей от насоса регулируемой производительности. К недостаткам такого привода можно отнести то, что реверсивные насосы регулируемой подачи значительно сложнее

неревверсивных, что отрицательно влияет как на надёжность, так и на срок службы. Жидкость в полостях силового гидроцилиндра находится под низким давлением, что обуславливает пониженную динамическую жёсткость привода, так как при обработке сигнала давление поднимается только одной полости привода.

В объёмно-клапанном приводе скорость движения штока силового цилиндра определяется расходом жидкости, поступающим от неревверсивного насоса регулируемой производительности, а направление движения штока задаётся клапаном реверса, переключающим поток жидкости в соответствующие полости гидродвигателя. В данной схеме, как и в предыдущей, вал насоса всегда вращается с постоянной скоростью, даже при отсутствии сигнала управления, что приводит к энергетическим (барботажным) потерям.

В приводе с объёмно-дроссельным регулированием скорости скорость и направление движения штока силового цилиндра определяется золотниковым распределителем, а давление питания последнего регулируется подачей насоса переменной производительности. К достоинствам объёмно-дроссельного привода следует отнести его высокую жёсткость и хорошие характеристики в области малых управляющих сигналов, а также его более простую конструкцию по сравнению с объёмно-клапанным приводом. Однако по энергетическим показателям он несколько уступает последнему, поскольку даже при нулевом управляющем сигнале на таком приводе поддерживается максимальное давление подачи.

Электрогидростатический привод (ЭГСП) осуществляет преобразование электрической энергии в механическое перемещение с помощью электропривода и гидростатической передачи, выполненной на основе гидроцилиндра и нерегулируемого реверсивного насоса, скорость вращения которого регулируется электроприводом. Схема электрогидростатического привода изображена на рис.1.

Мехатронный модуль такого привода включает бесконтактную электрическую машину постоянного тока, силовой инвертор на мощных транзисторных ключах, коммутирующих обмотки электродвигателя и микровычислитель, управляющий силовыми переключающими элементами на основе информации с датчика угла поворота ротора двигателя. В целом, мехатронный модуль является следящей системой, регулирующей скорость вращения ротора пропорционально управляющему сигналу. В микровычислителе мехатронного модуля может быть дополнительно реализован и алгоритм управления всем исполнительным механизмом следящего привода.

Применение гидропередачи вместо механического редуктора объясняется тем, что эксплуатационные свойства использованных гидроэле-

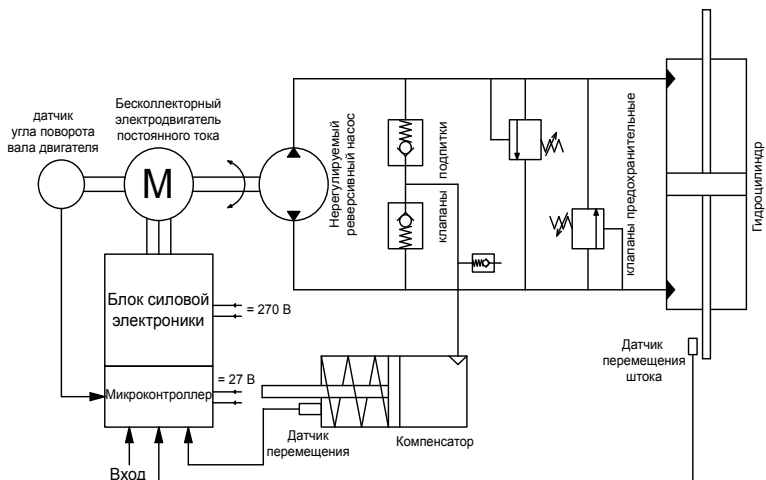


Рис. 1. Электрогидростатический привод

ментов хорошо известны авиационным конструкторам и вызывают у них высокий уровень доверия как с точки зрения надёжности и отказобезопасности, так и по подтверждённому ресурсу работы в условиях следящего рулевого привода.

ЭГСП по существу является электромеханическим приводом с гидравлической передачей от электродвигателя к выходному звену, совершающему поступательные перемещения.

В главе рассматриваются существующие реализации электрогидростатических приводов западных фирм и отмечаются недостатки этой схемы: низкая статическая и динамическая жёсткость исполнительного привода, нелинейные искажения характеристик в области малых управляющих сигналов, большие трудности в обеспечении работоспособности привода при очень малых управляющих сигналах.

Перечисленные недостатки затрудняют использование ЭГСП в системах управления рулями высоты и направления (основными рулевыми поверхностями самолёта), особенно это относится к самолётам с аэродинамически неустойчивой компоновкой.

Во второй главе рассматривается схема и принцип действия автономного привода с цифровым управлением и повышенной чувствительностью в области малых сигналов управления, а также экспериментальный промышленный образец привода.

Предлагаемый привод с *комбинированным регулированием скорости выходного звена*, развивает схему ЭГСП в сторону более полного использования возможностей гидросистемы привода и встроенного в него микровычислителя. За счёт некоторого усложнения его схемы устраняются все отмеченные выше недостатки ЭГСП. Принципиальная схема предлагаемого привода изображена на рис.2.

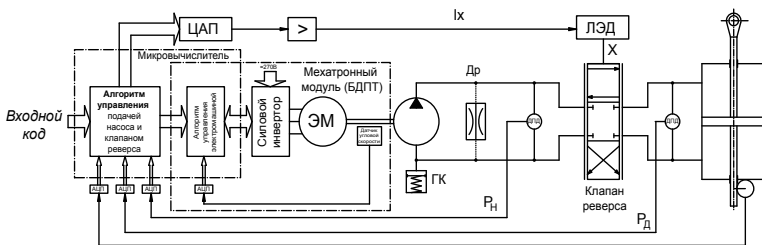


Рис. 2. Принципиальная схема автономного электрогидравлического привода с комбинированным управлением скоростью выходного звена

Мехатронный блок, обеспечивающий управление бесколлекторной электромашинной, аналогичен такому блоку в ЭГСП, однако микровычислитель предлагаемого привода регулирует скорость вращения вала нереверсивного электродвигателя в соответствии со специальным алгоритмом. В целом, при подаче управляющего сигнала микровычислитель увеличивает скорость вращения электродвигателя и, соответственно, подачу нерегулируемого нереверсивного насоса.

Реверс движения выходного звена привода осуществляется клапаном, установленным между насосом и силовым гидроцилиндром привода. Клапан реверса представляет собой четырёхдроссельный золотниковый гидрораспределитель с пропорциональным управлением, рабочие окна которого настолько велики, что в открытом состоянии пропускают максимальный расход жидкости при перепаде давления около 0.3...0.5 МПа. Клапан реверса управляется линейным электродвигателем. Для обеспечения пропорциональности смещения плунжера клапана и управляющего сигнала ЛЭД используется следящий контур с датчиком положения плунжера. Установка клапана позволяет не только применить в приводе более простой и совершенный нереверсивный насос, но и, самое главное, использовать его для улучшения характеристик привода при малых управляющих сигналах.

Одновременно с регулированием скорости вращения электродвига-

теля микровычислитель управляет открытием окон клапана реверса. В нейтральном состоянии привод клапана реверса закрыт, а насос обеспечивает некоторое небольшое давление (порядка 5 МПа при максимальной величине давления в приводе 35 МПа) на его входе. При малых сигналах рассогласования следящего привода открытия окон клапана реверса малы, а насос поддерживает заданное давление подачи. В таком режиме скорость выходного звена привода определяется дросселированием жидкости в клапане реверса. По мере увеличения сигнала рассогласования и смещения золотника клапана реверса сопротивление открывающихся окон быстро падает, и скорость выходного звена привода определяется в основном подачей насоса. Таким образом, по мере увеличения абсолютной величины сигнала рассогласования исполнительный привод переходит от режима дроссельного регулирования скорости к режиму объёмного её регулирования - что и даёт нам название привода: *привод с комбинированным управлением скоростью выходного звена.*

Комбинированное регулирование скорости выходного звена привода обеспечивает отработку больших и средних сигналов рассогласования привода с малыми потерями мощности, близкими к минимальным потерям при объёмном принципе регулирования скоростью поршня. При малых сигналах рассогласования, при которых потребляемая приводом мощность мала и энергетические показатели не столь важны, привод переходит в режим дроссельного регулирования, для которого характерны максимальная чувствительность и минимальные ошибки воспроизведения заданного движения. При таком управлении не требуется качественного регулирования скорости БДПТ в области очень малых скоростей и можно использовать в приводе более простые и дешёвые неревверсивные насосы.

Гидравлическая часть привода не просто выполняет функции редуктора, а полностью реализует весь накопленный авиационной гидроавтоматикой потенциал для улучшения характеристик привода.

Динамическая жёсткость привода зависит от объёма и упругости жидкости в камерах гидроцилиндра и присоединённых к ним полостях. В рассматриваемом приводе упругость рабочей жидкости, а с ней и динамическая жёсткость привода, может быть доведена до уровня, соответствующего дроссельному приводу, за счёт увеличения минимального давления в нем до 2...3 МПа.

Для экспериментального исследования характеристик привода с комбинированным управлением, совместно с ОАО «ПМЗ Восход» был создан экспериментальный образец, позволяющий оценить основные характеристики привода и его основных агрегатов, а также оценить адекватность разработанной математической модели. Его конструкция изоб-

ражена на рис.3

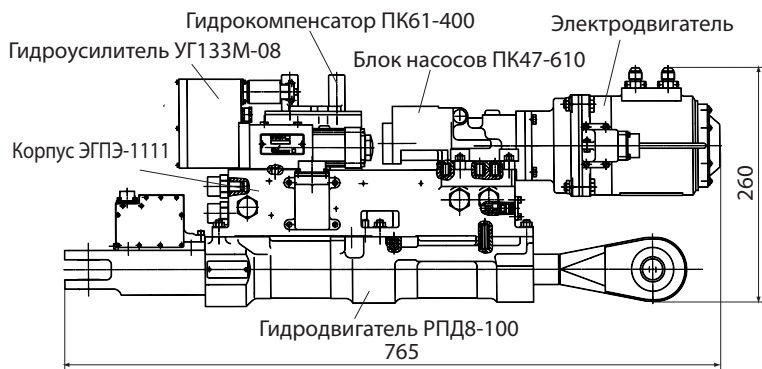


Рис. 3. Экспериментальный образец привода с комбинированным управлением

При создании экспериментального образца привода было принято решение разработать рулевой привод небольшого самолёта, развивающий максимальное усилие $F_{max} = 3000$ кгс и имеющий максимальную скорость движения выходного звена $V_{max} = 6$ см/с.

Были проведены расчёты параметров, которые позволили подобрать существующие элементы (гидроцилиндр, гидроусилитель, насос, электромотор) для создания экспериментального образца привода. В нём использован мехатронный модуль, разработанный ОАО «Электропривод»(г.Киров). Вместо цифрового вычислителя, управляющего двумя основными агрегатами привода - насосной станцией и клапаном реверса на 1 этапе исследований был установлен аналоговый пульт управления приводом.

Таким образом, разработанный *привод с комбинированным регулированием скорости* позволяет снять трудности с обеспечением высокой чувствительности и динамических характеристик автономного электрогидравлического рулевого привода для аэродинамически малоустойчивых компоновок самолётов при сохранении энергетических показателей на уровне приводов с объёмным регулированием скорости.

В третьей главе приводятся результаты исследования характеристик основных компонентов привода с комбинированным управлением скоростью выходного звена.

Перед созданием экспериментального образца привода были проведены исследования всех его компонентов, которые позволили опреде-

лить их точные характеристики, выявить конструктивные достоинства и недостатки, а также подобрать соответствующие коэффициенты для математической модели каждого из элементов привода.

Для определения характеристик и параметров *мехатронного модуля* и *насоса* были проведены испытания насосной станции, состоящей из этих агрегатов. Получены механические характеристики мехатронного модуля, а также сняты параметры его переходного процесса.

Высокая жёсткость механических характеристик мехатронного модуля обеспечивается работой обратной связи по скорости, предусмотренной в блоке управления вентильным двигателем.

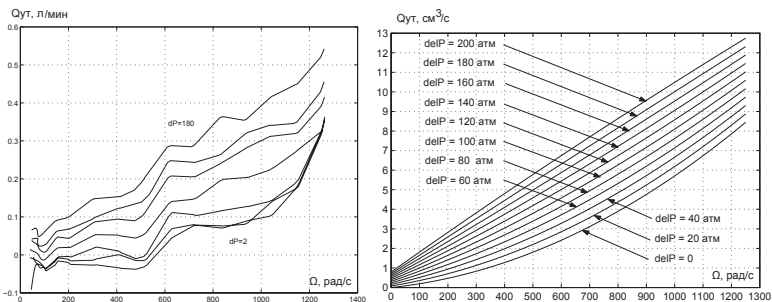
Параметры переходного процесса мехатронного модуля определялись при отработке им ступенчатого сигнала, поданного на вход системы управления модулем, в составе автономного привода.

При исследовании насоса было проведено 3 серии испытаний: испытания нового насоса перед его установкой в привод; испытания нового насоса (дублёра) на стенде; повторные испытания насоса, снятого с привода после наработки им 270 часов и подвергнутого промывке и переборке. Целью испытаний было определение механических и объёмных потерь в насосе и степень деградации параметров насоса после наработки 270 часов.

В процессе испытаний насосной станции привода фиксировались величина расхода на выходе насоса и перепад давления на нём. Эти данные позволяют оценить фактическую величину расхода утечки в насосе и соотнести её с величиной перепада давления и скоростью вращения вала насоса. Для обобщения экспериментальных зависимостей было опробовано несколько вариантов аппроксимирующих полиномов различных степеней от скорости вращения вала и перепада давления на насосе. Анализ полученных ошибок аппроксимации показал, что для аналитического описания функции можно ограничиться аппроксимационным многочленом первого порядка по перепаду давления и второго порядка по скорости вращения вала: $Q_{\text{ут}} = (a_2 \cdot \Omega^2 + a_1 \cdot \Omega + a_0) \cdot \Delta P_p + (b_2 \cdot \Omega^2 + b_1 \cdot \Omega)$, где a_0, a_1, a_2, b_1, b_2 — постоянные коэффициенты аппроксимации.

Экспериментальные данные по утечкам в насосе и их аппроксимация представлены на рис.4:

Дублёр нового насосного блока был испытан на технологическом стенде с приводом от гидромотора. Оборудование стенда позволяло определять зависимость момента на валу насосного блока при различных скоростях вращения вала и перепада давления на силовом насосе. По полученным данным были определены зависимости момента суммарного трения в насосе от условий его работы. Анализ этих экспериментальных характеристик позволил получить оценки величин момента сухого



Выбранный многочлен обеспечивает отсутствие утечки при нулевом давлении и нулевой скорости вращения. Ошибки аппроксимации не превышают 12% в максимальных случаях (на концах отрезков исследованного диапазона) и в среднем составляют около 2%.

Рис. 4. Экспериментальная зависимость величины утечек в насосе от скорости вращения вала в насосе и её аппроксимация.

и вязкого трения насосного блока привода.

Результаты повторных испытаний насосной станции показали, что характер зависимости расхода утечек от давления и от скорости не изменился, а его величина сравнима с утечками нового насоса.

Целью *испытаний клапана реверса* было определение его фактических расходных характеристик и параметров математической модели клапана для проведения исследований экспериментального образца привода методом математического моделирования. Кроме того, была получена оценка динамических возможностей клапана. Для обобщения полученных характеристик клапана были построены зависимости гидравлической проводимости дросселя клапана от смещения его плунжера. Исследования показали, что в динамических режимах клапан достаточно точно описывается колебательным звеном.

В четвёртой главе рассматривается математическая модель привода.

Она представляет собой объединение отработанных и достоверных математических моделей отдельных агрегатов и элементов привода и предлагаемых алгоритмов их управления. Полученная при этом модель отражает основные свойства системы взаимодействия элементов привода в процессе функционирования. Такой подход к моделированию позволил увеличить достоверность полученных оценок рабочих процессов и характеристик привода и исследовать возможные варианты схемы привода на базе имеющихся компонентов. Моделирование проводилось в

системе Matlab/Simulink. Вид общей модели привода показан на рис.5.

Математическая модель разбита на блоки, представляющие собой основные функциональные узлы привода: контурная часть, мехатронный модуль, насос, клапан реверса, ЛЭД, цилиндр с клапанами и объект управления.

Блок «Насос» реализует зависимость расхода подачи насоса и момента сопротивления на его валу как функции скорости вращения вала и перепада давления на насосе. Эта зависимость учитывает установленную экспериментально связь расхода утечек в насосе экспериментального образца привода от скорости вращения вала и перепада давления на насосе, а также позволяет учитывать искусственно вносимые перетечки через заданный шунтирующий дроссель. Вычисляемый момент сопротивления учитывает моменты вязкого и сухого трения в насосе, также установленные в процессе экспериментальных исследований насоса, использованного в экспериментальном образце привода.

Блок «ЛЭД» описывает работу сервопривода на основе линейного электродвигателя, который перемещает золотник в клапане реверса.

Блок «Клапан реверса» описывает гидравлические характеристики четырёхдроссельного распределителя золотникового типа, с проводимостями окон, установленными в процессе экспериментальных исследований привода. Модель гидравлической части клапана представлена симметричным четырёхдроссельным гидроусилителем с кусочно-линейной расходной характеристикой. Динамика клапанов и утечки в золотнике не учитывались.

Блок «Гидроцилиндр» представляет собой математическую модель динамического формирования полостных давлений упругой жидкости и силы на поршне гидроцилиндра с учётом ограничений этих давлений, вызванных работой предохранительных клапанов. В данной модели утечки в гидроцилиндре не учитывались.

Блок «Формирование давления» моделирует динамический процесс формирования давления подачи насоса с учётом ограничения, вносимого работой предохранительного клапана.

Блок «Объект» описывает движение объекта регулирования под действием приложенной к нему силы, развиваемой гидроцилиндром, и стандартного набора возможных силовых нагрузок, включая силу вязкого и сухого трения с различными значениями максимальной силы трения покоя и шарнирную нагрузку. Упругость связи исполнительного двигателя с инерционным объектом не учитываем.

В «Блоке управления» (рис.6) осуществляется согласованное управление мехатронным модулем и усилителем клапана реверса. Там формируется управляющее напряжение, которое является параметром, син-

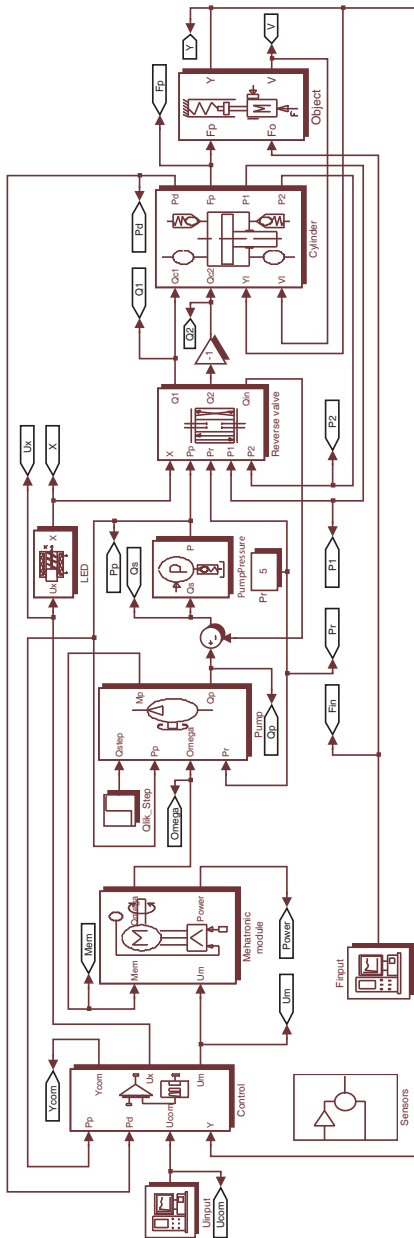


Рис. 5. Вид общей модели привода с комбинированным управлением

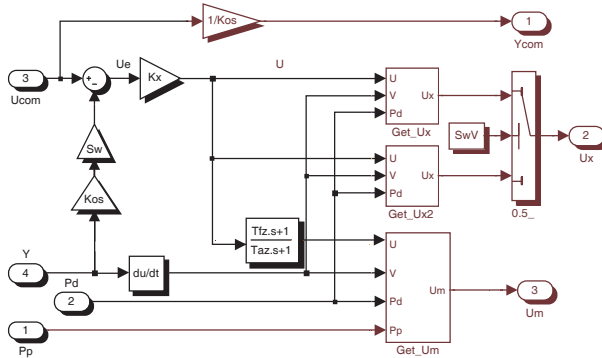


Рис. 6. Компонент модели «Блок управления»

хронизирующим работу двух управляющих контуров привода. В зависимости от решаемых при моделировании задач этот блок имитирует работу либо пульта управления экспериментального образца привода, либо микропроцессорного блока управления цифрового варианта привода. Данная модель устанавливает лишь необходимые функциональные связи между входными и выходными координатами микропроцессорного блока управления, и не учитывает такие технологические факторы, как разрядность микропроцессора и ЦАП/АЦП, частота квантования микропроцессора и вносимое им запаздывание в передаче сигналов, поскольку считается, что современная электроника обладает достаточным быстродействием для решения поставленных задач.

Приведём уравнения, которые определяют вычисление управляющих сигналов для двух контуров привода: сигнала U_x для управления золотником и сигнала U_m для управления мехатронным модулем. Входными данными являются сигнал рассогласования U_e , скорость штока привода V и значения перепада давления в гидроцилиндре P_d и давления подачи насоса P_p .

$$U_e = U_{com} - K_{os} \cdot Y \qquad U_{e1} = K_x \cdot U_e \qquad (1)$$

Сигнал управления золотником может вычисляться по двум различным алгоритмам: с использованием модельной скорости и без неё. Об алгоритме модельной скорости см. главу 7. В первом случае, сигнал

управления золотником вычисляется по формуле:

$$U_x = U_{e1} \cdot K_{Ue}, \quad K_{Ue} = \begin{cases} f_1[P_d \cdot \text{sign}(V)] & \text{при } (P_d \cdot \text{sign}(V)) < 0, \\ 1 & \text{при } [P_d \cdot \text{sign}(V)] \geq 0. \end{cases} \quad (2)$$

$f_1[P_d \cdot \text{sign}(V)]$ — таблично заданная кусочно-линейная функция, а нормированный коэффициент K_{Ue} задаёт ограничения на сигнал в зависимости от помогающей нагрузки, действующей на привод.

При использовании в процессе управления скорости модели привода, сигнал U_x вычисляется при помощи следующего уравнения:

$$\frac{dU_x}{dt} = (V_{mod} - V) \cdot K_v \quad (3)$$

При этом скорость модели определяется выражениями:

$$V_{mod} = \text{sign}(U_e) \cdot V_{x.x.} - K_{vp} \cdot P_d, \text{ где} \quad (4)$$

$$V_{x.x.} = \begin{cases} V_{u0} & \text{при } V_u \geq V_{u0}, \text{ где } V_{u0} = |U_e| \cdot K_{vu0} \\ V_u & \text{при } V_u < V_{u0}, \text{ где } V_u = |U_e| \cdot K_{vu} + V_0, \text{ где} \end{cases} \quad (5)$$

$$V_0 = U_0 \cdot (K_{vu0} - K_{vu}). \quad (6)$$

Сигнал управления мехатронным модулем U_m вычисляется согласно уравнениям ниже. В этих уравнениях U_{stab} — дополнительное управляющее напряжение системы стабилизации, которая рассматривается в главе 7. При отключенной системе стабилизации оно равно нулю.

$$U_m = \begin{cases} U_{lim} & \text{при } U_{unlim} > U_{lim}, \\ U_{unlim} & \text{при } U_{unlim} \leq U_{lim}. \end{cases} \text{ где} \quad (7)$$

$$U_{unlim} = |U_{1m}| \cdot K_0 + U_{n0} + U_{stab}, \text{ где} \quad (8)$$

$$T_{az} \cdot \frac{dU_{1m}}{dt} + U_{1m} = T_{fz} \cdot \frac{dU_{e1}}{dt} + U_{e1}. \quad (9)$$

Предельная механическая характеристика формируется путём наложения ограничения K_{lim} на управляющее напряжение электродвигателя, что описывается следующими формулами:

$$U_{lim} = U_{\max} \cdot K_{lim}, \quad (10)$$

$$K_{lim} = \begin{cases} 1 & \text{при } [P_d \cdot \text{sign}(V)] < 0, \\ f(P_d \cdot \text{sign}(V)) & \text{при } [P_d \cdot \text{sign}(V)] \geq 0. \end{cases} \text{ где} \quad (11)$$

$f_2[P_d \cdot \text{sign}(V)]$ — таблично заданная кусочно-линейная функция.

Данные уравнения описывают работу системы стабилизации давления в приводе:

$$\frac{dU_{stab}}{dt} = (P_{ном} + K_{Pd} \cdot |P_d| - P_p) \cdot K_{уп} \cdot K_{stab}, \text{ где} \quad (12)$$

$$K_{stab} = K_{FV} \cdot K_P, \text{ где} \quad (13)$$

$$K_{FV} = \begin{cases} 1 & \text{при } |V_1| \leq \Delta_{v0}, \\ 0 & \text{при } |V_1| > \Delta_{v0}. \end{cases}, K_P = \begin{cases} 1 & \text{при } |P_d| \leq P_{до}, \\ 0 & \text{при } |P_d| > P_{до}. \end{cases} \quad (14)$$

$$T_v \cdot \frac{dV_1}{dt} + V_1 = V. \quad (15)$$

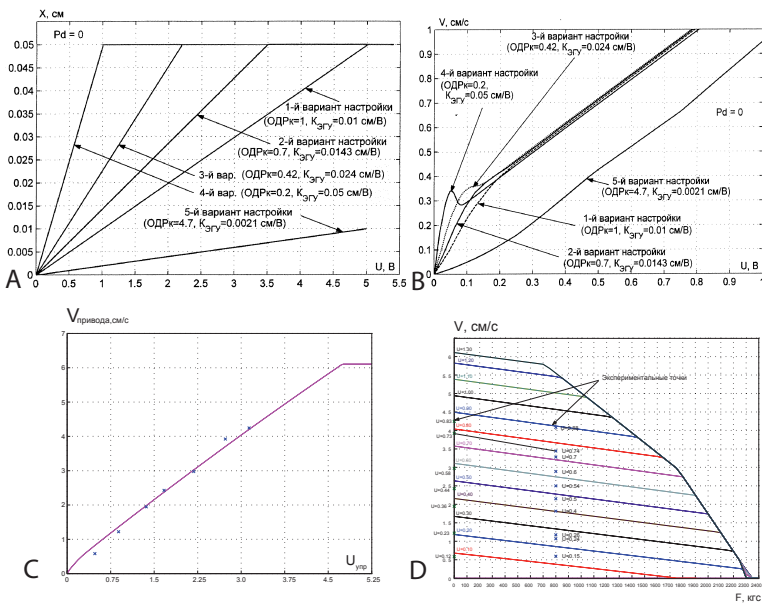
Блок «Мехатронный модуль» представляет собой математическую модель соответствующего агрегата, реализующую регулировочную и механическую характеристики, полученные в результате экспериментальных исследований использованного в приводе образца. Динамические характеристики блока приближённо аппроксимируют определённые в эксперименте динамические свойства реального агрегата.

В пятой главе приведены результаты математического моделирования привода. На математической модели проводились исследования влияния настройки привода на его характеристики, были получены механические характеристики привода и оценка его динамических свойств. Также были проведены исследования энергетики привода в целом и его компонентов.

Настройка привода предусматривает задание определённого диапазона величин управляющего напряжения, при которых привод работает в режиме объёмно-дрессельного регулирования скорости. Наличие указанного режима предполагает существенное дросселирование потока. Диапазон значений напряжения, при которых поток жидкости, создаваемый насосной станцией, ещё существенно дросселируется окнами клапана реверса с заданными размерами, зависит от крутизны характеристики $X = f(U_x)$, т.е. от настройки гидроусилителя.

Для 5 вариантов настройки (ОДРк = 0,2, 0,4, 0,7, 1 и 4,7)¹ получены скоростные характеристики ненагруженного привода. Скоростные характеристики привода для первых четырёх вариантов настройки отличаются только при малых управляющих сигналах, выделяется только характеристика, соответствующая пятому варианту настройки, при котором окна клапана реверса не открываются более чем на 20% своей площади.

¹Область Дроссельного Регулирования клапана: доля от максимального сигнала управления мехатронного модуля(%)



А: настройки гидроусилителя, **В:** расчётные скоростные характеристики в области малых сигналов; **С:** экспериментальная скоростная характеристика, **Д:** расчётные и экспериментальные механические характеристики

Рис. 7. Скоростные и механические характеристики привода.

Потери мощности и тепловыделение в гидравлической части рассматриваемого привода вне области малых сигналов управления минимальны. Эти характеристики показаны на рис.7. Расчётная предельная механическая характеристика привода формируется предельной механической характеристикой мехатронного модуля, которая, в свою очередь, задаётся в алгоритме управления приводом. Жёсткость частных механических характеристик привода почти полностью определяется утечками в насосе и клапане реверса, т.к. механические характеристики мехатронного модуля имеют большую жёсткость.

Наличие экспериментальных данных по утечкам позволило оценить объёмный КПД насоса в зависимости от давления подачи и скорости вращения вала. На графике видно, что КПД насоса падает с ростом скорости вращения вала и уменьшается с ростом давления. Максимальный

КПД составляет около 90% (рис.8).

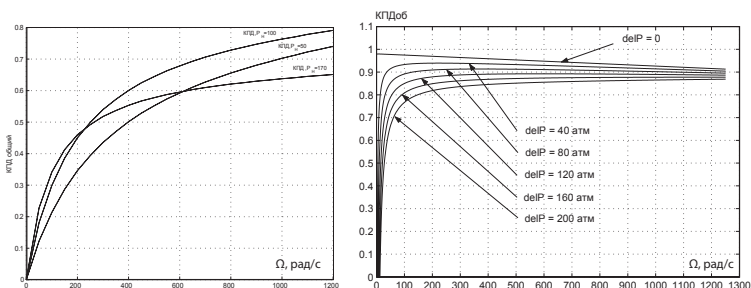


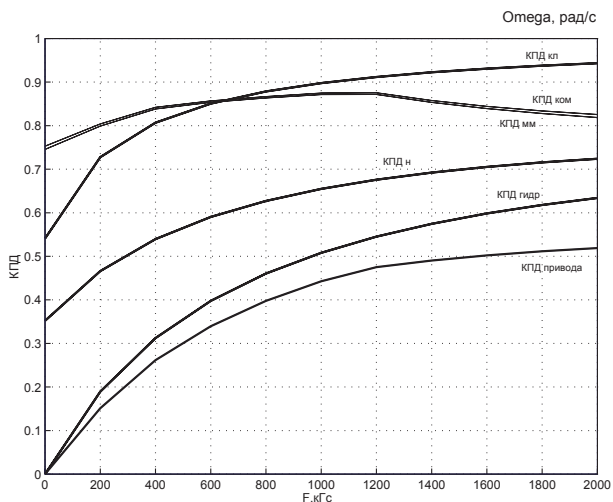
Рис. 8. КПД насоса в зависимости от скорости вращения вала (слева) и нагрузки (справа.)

При рациональном выборе настройки привода мощность, рассеиваемая гидравлической частью привода в режиме удержания выходного звена, составляет от 20 до 105 Вт в зависимости от величины нагрузки.

Для исследования энергетических характеристик мехатронного модуля были экспериментально определены эффективные значения фазового тока и фазового напряжения, а также значение мощности на входе в модуль по трёхфазному силовому кабелю при различных скоростях вращения вала электродвигателя и трёх фиксированных уровнях его нагружения.

Графики изменения мощности в различных точках мехатронного модуля при различных уровнях перепада давления подачи насоса показывают, что основная доля потерь мощности происходит в коммутаторе мехатронного модуля. Потери мощности в электромашине невелики, однако, учитывая, что они получены расчётным путём при моделировании работы насосной станции привода, приведённое распределение потерь мощности в мехатронном модуле следует считать оценочным. На рис.9 приведены результаты расчёта КПД для основных агрегатов привода и всего привода в целом.

В таблице 1 приведены результаты расчётов возможного улучшения энергетики привода. При сохранении избыточной минимальной скорости электродвигателя в будущих конструкциях приводов такого типа, для улучшения энергетических характеристик насосной станции в области объёмного режима, видимо необходимо использовать регулируемый шунтирующий дроссель насоса. Устранение шунтирующего дросселя возможно при уменьшении единственного изменённого параметра



Сверху вниз: КПД клапана, коммутатора, мехатронного модуля, насоса с шунтирующим дросселем, гидравлической части, всего привода в зависимости от нагрузки

Рис. 9. КПД основных агрегатов привода

— минимальной скорости электродвигателя, которая для этого варианта равна 23 об/мин. Для оценки дальнейшего возможного улучшения энергетики привода рассматриваемого типа предположим, что в результате использования в коммутаторе мехатронного модуля современных схемных решений и элементной базы удастся уменьшить теплотери в нём в два раза.

Для модели привода было получено несколько частотных характеристик, соответствующих различным амплитудам входного сигнала и настройкам. Влияние настройки на частотные характеристики проиллюстрировано на рис.10. В таблице 2 приведены точные цифры.

В шестой главе представлены результаты экспериментального исследования привода.

При экспериментальном исследовании следящего привода были получены его скоростные и механические характеристики, а также переходные процессы на различные виды входных сигналов. Запись сигналов выполнялась как при работе ненагруженного привода, так и при воздействии на него силы нагружения.

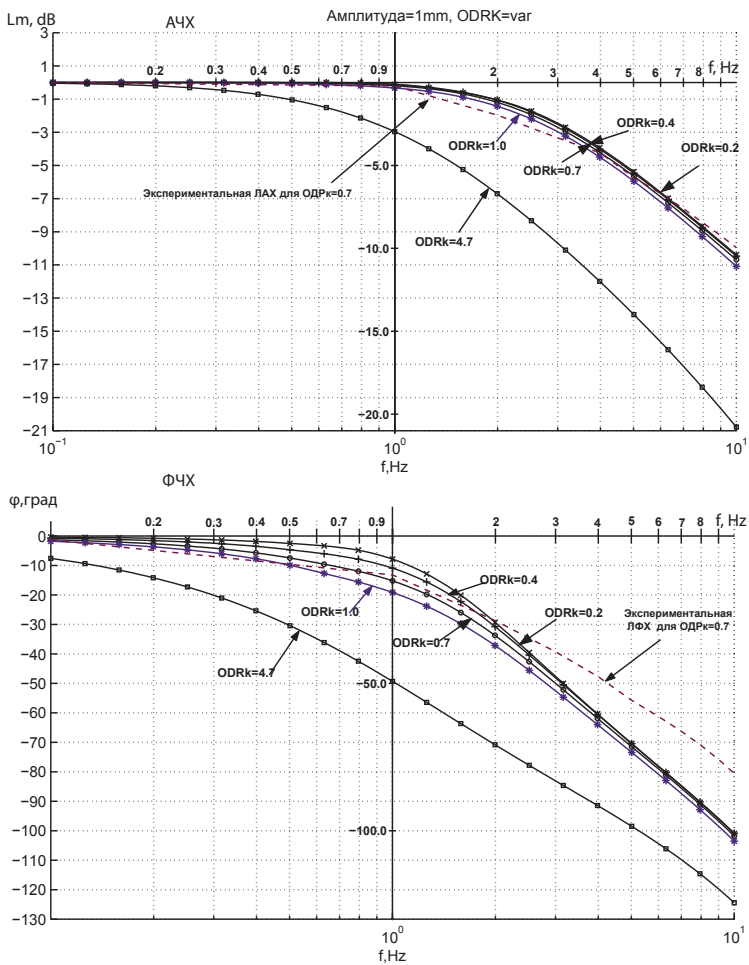


Рис. 10. Экспериментальная (для настройки 0.7) и расчётные частотные характеристики привода с комбинированным управлением с учётом сухого трения в гидроцилиндре

Таблица 1. Возможные пути улучшения энергетики привода

max КПД	Эксп.	Устр.шунт.дросс.	Сниж.теплог.	Оптим.
ММ (η_{MM}) _{max}	0.75	0.75	0.95	0.95
Насос (η_n) _{max}	0.64	0.73	0.73	0.8
Клапан ($\eta_{кл}$) _{max}	0.95	0.95	0.95	0.95
Гидравл. (η_r) _{max}	0.56	0.64	0.64	0.7
Привод (η) _{max}	0.385...0.42	0.41...0.48	0.52...0.61	0.67

Таблица 2. Параметры расчётных частотных характеристик

$K_{эгу}$, см/В и соотв.ОДРк	0.01 1	0.0143 0.7	0.025 0.4	0.05 0.2
Амплитуда,мм	Полоса пропускания следящего привода f ,Гц (Частота при АЧХ=-6 дБ или при ФЧХ=-90°)			
4(6.6%)	3.9 (3.9/6.6)	3.9 (3.9/6.6)	3.9 (3.9/6.6)	3.9 (3.9/6.6)
1(1.6%)	5.5 (5.5/7.9)	5.45 (5.5/7.9)	5.3 (5.3/7.8)	5.0 (5.0/7.5)
0.5(0.83%)	7.5 (7.5/8.6)	7.3 (7.3/8.6)	6.7 (6.7/7.9)	5.9 (5.9/7.3)
0.2 (0.33%)	5.7 (5.7/5.9)	7.5 (7.9/7.4)	9.3 (11.0/9.3)	13 (12.9/10.3)

АФЧХ следящего ненагруженного привода снимались на амплитудах колебаний штока привода 0,2, 0,5, 1 и 4 мм при различных настройках привода. При ОДРк=4.7 привод работает практически в дроссельном режиме регулирования скорости выходного звена во всём диапазоне изменения его сигнала рассогласования. По мере уменьшения ОДРк область сигналов рассогласования, в которой привод работает преимущественно в дроссельном режиме, сокращается. При всех настройках обеспечивалась добротность привода $D=20$ 1/с на номинальном токе управления усилителя клапана реверса. Экспериментальные АФЧХ привода с комбинированным управлением представлены на рис.11.

По графикам экспериментальных АФЧХ определялась полоса пропускания привода, а также фазовое запаздывание привода на частоте 1 Гц. За окончательное значение полосы пропускания привода принималась минимальная величина из двух частот: частоты, на которой АЧХ пересекала уровень -6 дБ, и частоты, на которой ФЧХ достигала уровня -90°. В таблице 3 приведены точные цифры.

При одинаковой добротности привода на средних сигналах рассогласования АФЧХ привода существенно зависят от настройки привода. При увеличении $K_{эгу}$ уменьшается ширина области сигналов рассогласования, в которой привод работает преимущественно в дроссельном режиме, и при $K_{эгу} > 0.015$ см/В он уже при амплитуде колебаний 4 мм работает в режиме преимущественно объёмного (гидростатического) регулирования скорости. В этом режиме его динамика определяется динамикой имеющегося мехатронного модуля, а его инерционность не поз-

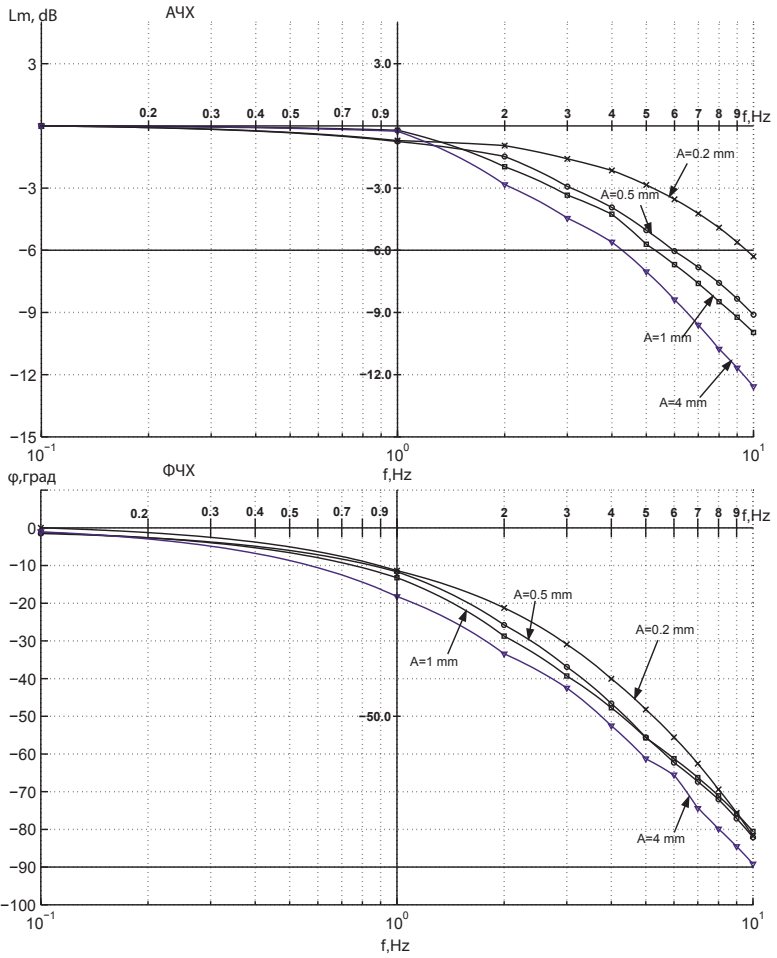


Рис. 11. Зависимость экспериментальных АФЧХ привода с комбинированным управлением от амплитуды гармонического сигнала

Таблица 3. Полоса пропускания экспериментального образца привода при различных настройках клапана реверса.

ОДРк	4.7	0.8	0.7	0.4	0.2
А.,мм (%)	Полоса пропускания следящего привода $f, \text{Гц}$ (Частота при АЧХ = -6 дБ или при ФЧХ = -90°)				
4 (6.6%)	-	4.4 (4.4/9.4)	4.3 (4.3/10)	2.2 (5.2/2.2)	-
2 (3.2%)	5.4 (5.4/9.4)	-	-	-	-
1 (1.6%)	4.5 (4.5/6.8)	5.6 (5.6/10.1)	5.3 (5.3/10.2)	6.7 (6.7/10.1)	4.5 (4.5/7)
0.5 (0.83%)	-	7.8 (7.8/10.8)	5.9 (5.9/10)	7.9 (7.9/11.1)	5.2 (5.2/9.8)
0.2 (0.33%)	9 (9/13.4)	11.9 (13.2/11.9)	9.5 (9.5/10.4)	12.4 (13.1/12.4)	7 (7/10.5)

воляет своевременно обеспечить необходимый расход, поэтому полоса пропускания экспериментального образца привода резко уменьшается.

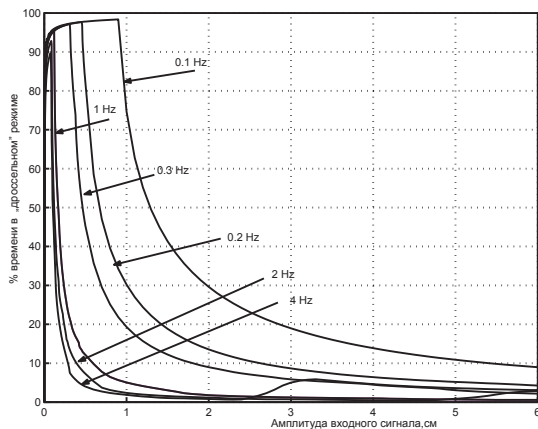
При дальнейшем увеличении $K_{\text{эгу}}$ положительное влияние дроссельного регулирования становится ещё меньше и при амплитуде колебаний 4 мм резко увеличивается фазовое запаздывание привода на частоте 1 Гц.

Если в дроссельном режиме работы фазовый сдвиг привода на частоте 1 Гц увеличивается с уменьшением амплитуды колебаний, то при комбинированном режиме работы уменьшение амплитуды колебаний от 1 до 0.2 мм приводит к уменьшению фазовых искажений на этой частоте.

На рис.12 изображено распределение объёмного и дроссельного режимов при обработке приводом синусоидального сигнала. По оси у отложено в процентах время, проведённое приводом в дроссельном режиме при обработке синусоиды. Соответственно остальное время было проведено в объёмном режиме, таким образом график делит плоскость на верхнюю часть соответствующую объёмному регулированию и нижнюю часть, соответствующую дроссельному регулированию. По оси х отложены амплитуды входных синусоидальных сигналов. Каждый из графиков соответствует своей частоте. По графикам можно сделать вывод, что малые амплитуды обрабатываются преимущественно в дроссельном режиме, а большие — преимущественно в объёмном, причём с уменьшением частоты растёт влияние объёмного регулирования, а с увеличением — дроссельного.

В седьмой главе описываются алгоритмы управления приводом, которые обеспечивают линейность его регулировочной характеристики и поддерживают заданное давление питания в нейтрали.

При цифровом управлении мехатронным модулем и клапаном реверса согласование их работы осуществляет встроенный микропроцессор при-



Малые амплитуды обрабатываются в преимущественно дроссельном режиме, а большие — в преимущественно объёмном

Рис. 12. Распределение режимов работы привода в динамике

вода, на который, кроме того, возложены и дополнительные, но важные задачи: формирование требуемых предельных механических характеристик привода и мехатронного модуля, обеспечение жёсткости механической характеристики привода при помогающих нагрузках, стабилизация характеристик привода в условиях температурного изменения вязкости жидкости и увеличения расхода утечки в насосе, вызванного износом его трущихся пар. Ниже рассмотрены алгоритмы микропроцессорного управления агрегатами привода, обеспечивающие выполнение всех перечисленных выше задач.

Требуемый уровень давления подачи в нейтральном состоянии исполнительного привода обеспечивает высокую чувствительность привода и начальную жёсткость его характеристик. Этот уровень формируется как результат баланса теоретической подачи насоса, зависящей от минимальной скорости вращения вала мехатронного модуля, и утечек в насосе и клапане реверса. С изменением температуры жидкости и износом насоса эти утечки меняются, при использовании рассмотренного варианта алгоритма управления меняется и давление подачи, а с ним изменяются и характеристики привода в области малых сигналов.

Для стабилизации давления подачи насоса в нейтрали необходимо регулировать минимальную скорость вращения вала мехатронного модуля. Для этого создаётся следящий контур, который подстраивает дав-

ление подачи под требуемую величину. Этот контур должен включается в работу только при гарантированном нахождении привода в нейтральном состоянии, иначе он будет мешать правильной работе привода при воспроизведении сигналов управления. Для определения состояния нейтральности привода проверяется, что скорость выходного звена привода не превышает некоторого минимального значения и разность давлений в гидроцилиндре не превышает установленного минимума. Такой вариант алгоритма стабилизации давления подачи в нейтрали может запускаться как при предполетном тестировании, так и в процессе работы привода во время полета.

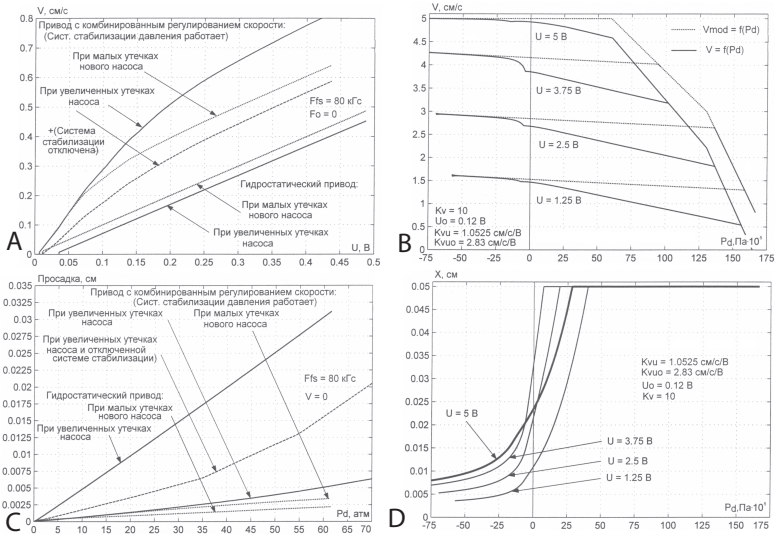
Полученные расчётные характеристики показывают, что зона нечувствительности привода с комбинированным регулированием меньше, чем в гидростатическом приводе. При этом увеличение утечек насоса вследствие его износа не влияет на зону нечувствительности привода с комбинированным регулированием и работающей системой стабилизации давления подачи в нейтрали. Зона нечувствительности гидростатического привода возросла в 3 раза при аналогичной деградации характеристик насоса и превышает после этого зону нечувствительности привода с комбинированным регулированием в 4,5 раза. Отключение системы стабилизации давления подачи в приводе с комбинированным регулированием также приводит к некоторому увеличению зоны нечувствительности.

Таким образом, рассматриваемый привод с комбинированным регулированием обладает большей чувствительностью, к тому же эта чувствительность не падает при деградации характеристик насоса вследствие его износа. Графики на рис.13 подтверждают этот вывод.

Для проверки статической жёсткости рассматриваемого привода было проведено моделирование процесса нагружения неподвижного следящего привода с добротностью 20 1/с внешней силой.

Полученные характеристики показывают, что статическая жёсткость в нейтрали привода с комбинированным регулированием и работающей системой стабилизации давления подачи в нейтрали высока и составляет $C_0 = 2590 \frac{\text{кгс}}{\text{мм}}$, а увеличение утечек насоса вследствие его износа на нее не влияет. В целом, статическая жёсткость привода с комбинированным регулированием и системой стабилизации давления подачи в нейтрали выше, чем в гидростатическом приводе, и она, в отличие от гидростатического привода, остается стабильной при деградации характеристик насоса по мере его износа (рис.13).

Наклон регулировочной характеристики рассматриваемого исполнительного привода при работе в дроссельном режиме регулирования (в области малых сигналов рассогласования), и в режиме гидростатического привода (за пределами области малых сигналов рассогласования) за-



А: зона нечувствительности, **В:** механические характеристики, **С:** просадка, **Д:** открытия золотника.

Рис. 13. Свойства привода, обеспечиваемые алгоритмами управления

висит от различных параметров настройки. Моделирование работы привода показывает, что настройка привода существенно влияет на плавность изменения наклона скоростной характеристики в области смены режимов регулирования скорости.

В приводе с комбинированным управлением используется такой алгоритм, который при любых настройках обеспечивает требуемый вид регулировочной характеристики около области малых сигналов рассогласования. В нём используется скорость выходного звена, вычисленная с помощью цифрового дифференцирования сигнала датчика позиционной обратной связи.

В цепи управления клапаном реверса организовано замыкание следящего контура по скорости выходного звена привода, который стремится подстроить реальную скорость под желаемое значение - модельную скорость. В области малых сигналов рассогласования клапан реверса полностью контролирует реальную скорость выходного звена, и следящий контур по скорости задает требуемую форму скоростной характеристики. При больших управляющих сигналах в результате выхода клапана

реверса на режим полностью открытых окон контур подстройки скорости перестает влиять на скоростную результирующую характеристику привода, и она определяется работой его насосной станции.

Описанный алгоритм управления выполняет, кроме прочего, и функцию ограничения скорости выходного звена при действии помогающей нагрузки. Действительно, при возрастании помогающей нагрузки привод, работающий в режиме гидростатического привода, начинает резко увеличивать свою скорость, и она стремится превысить значение модельной скорости для данной нагрузки. При этом следящий контур по скорости прикрывает окна золотника и стабилизирует реальную скорость около значения модельной скорости. В результате, во втором и четвертом квадрантах механическая характеристика привода с рассматриваемым алгоритмом управления близка к механической характеристике заданной статической модели (см.рис.13).

В Заключение приведены общие выводы по проведённым исследованиям.

1. Из известных автономных приводов наиболее перспективным является электрогидростатический, поскольку он обладает хорошими энергетическими характеристиками (высокий КПД, малое энергопотребление при нулевом сигнале), однако он имеет проблемы с чувствительностью и жёсткостью в области малых сигналов управления.
2. Улучшение характеристик электрогидростатического привода в области малых сигналов управления может быть достигнуто переходом на дроссельный режим работы в этой области, что подтверждается характеристиками исследованного привода с комбинированным управлением.
3. Привод с комбинированным управлением позволяет получить динамические свойства на уровне лучших дроссельных приводов, что, в свою очередь, позволяет использовать его как рулевой привод даже на самолётах с аэродинамически неустойчивой компоновкой.
4. Рассмотренная схема и алгоритмы позволяют осуществить плавный переход между дроссельным и объёмным режимами
5. Привод с комбинированным управлением позволяет получить в области малых сигналов статическую и динамическую жёсткость не хуже чем в дроссельном приводе и лучшую для автономных приводов ($C_0 = 2590 \frac{\text{кгс}}{\text{мм}}$)

6. При комбинированном управлении сохраняются высокие энергетические характеристики на энергозатратных режимах в области больших сигналов управления (КПД порядка 55. . . 70%)
7. При нейтральном положении привода с комбинированным управлением его энергозатраты зависят от минимальной устойчивой скорости вращения электродвигателя и могут лежать в пределах от 25 до 125 Вт для рулевого привода средней мощности.
8. При анализе процессов в приводе с комбинированным управлением важно учитывать нелинейности характеристик агрегатов привода, такие как зависимости утечек от скорости и давления в насосе, сухое и вязкое трение в гидроцилиндре и объекте управления, поскольку они существенно влияют на свойства привода в области малых сигналов управления.
9. Привод с комбинированным управлением привносит в схему электрогидростатического привода элементы, являющиеся хорошо отработанными и не вызывающими сомнений с точки зрения надёжности.
10. Полученные теоретические оценки подтверждены на созданном экспериментальном образце привода мощностью 1.2 кВт
11. Реализация двухрежимной работы достигается предложенным алгоритмом управления, который управляет всеми агрегатами привода при помощи встроенного цифрового вычислителя.
12. Предложенные алгоритмы позволяют также обеспечить стабильность характеристик при изменении температуры, износе и изменении нагружения.

Список публикаций по теме диссертации

- Селиванов А.М, Хомутов В.С. Разработка адаптивного электрогидравлического привода/Обзорные прикладной и промышленной математики. М.:ОПиПМ, 2008, №5, с.923.
- Ермаков С.А, Селиванов А.М, Хомутов В.С. Схемотехника и характеристики электрогидростатических приводов/Современные технологии в задачах управления, автоматизации и обработки информации. Труды XV международного научно-технического семинара - сентябрь 2006 г.,Алушта.-М.:МИФИ,2006, с.178.

- Селиванов А.М, Хомутов В.С. Результаты испытаний макета электрогидростатического привода/Современные технологии в задачах управления, автоматики и обработки информации. Труды XVI международного научно-технического семинара - сентябрь 2006 г.,Алушта.-Тула:Изд-во ТулГУ, 2007, с.197.
- Редько П.Г., Вашкевич О.В., Квасов Г.В., Митриченко А.Н., Живов Ю.Г., Кувшинов В.М., Петров В.Н., Ермаков С.А.,Селиванов А.М., Хомутов В.С., Константинов Г.С., Кузнецов В.Е. Концепция развития систем рулевых приводов перспективных самолётов/Сборник тезисов IX международного научно-технического симпозиума «Новые рубежи авиационной науки», г.Москва, 19-23 августа 2007, с.90

Цитированная литература

- [1] Редько П.Г. Повышение безотказности и улучшение характеристик электрогидравлических следящих приводов М.:Янус-К,2002
- [2] Редько П.Г., Амбарников А.В.,Ермаков С.А.,Карев В.И.,Селиванов А.М.,Трифонов О.Н. Гидравлические агрегаты и приводы управления полётом летательных аппаратов. М.:«Олита»,2004
- [3] Константинов С.В.,Редько П.Г.,Ермаков С.А. Электрогидравлические рулевые приводы систем управления полётом маневренных самолётов М.:Янус-К,2006
- [4] Larry O.Ezell, John Sehmit. Failsafe Electrohydraulic control system for variable displacement pump. Patent US#4.823,552 25.04.
- [5] Патент на изобретение №2305210 «Автономный электрогидростатический привод с комбинированным управлением скорости выходного звена» Заявка 2005122981. Авторы Редько П.Г., Селиванов А.М., Тычкин О.В., Константинов С.В., Квасов Г.В.
- [6] Патент #87117244.1 на изобретение Elerktrohydrostaiser Aktuator// Liebherr-Aero-Technik.// Hausy Werner, 1987.
- [7] Ермаков С.А. Автономный электрогидравлический привод с цифровым регулятором// Приводная техника №3,2001.
- [8] Материалы международной конференции по авиационной гидравлике и системам управления полётом. Г.Тулуза,октябрь 2002 г.// А-6 SAE Aerospace 2002.

- [9] Отчёт по результатам поездки в г.Тулуза(Франция) на международную конференцию по авиационной гидравлике и системам управления полётом,проводимой комитетом А-6 SAE Aerospace(14-17 октября 2002 г.)// ОАО «ОКБ Сухого».
- [10] Miller T.J. Switched Reluctance Motors and Their Control. Oxford: Magna Physics Publishing and Clarendon Press, 1993.
- [11] Кушнарёв В.В. Электромеханические приводы на самолётах нового поколения. (Аналитический обзор). М. МАИ, 2002.
- [12] Michail A. Dornheim/Seattle Rockford. Electric Cabin. Aviation Week&Space Technology/March 28,2005
- [13] Robert Navarro.Performance of an Electro-Hydrostatic Actuator on the F-18 Systems Research Aircraft.NASA/TM-97-206224.Dryden Flight Research Center,Edwards, California
- [14] The «more electric» architecture revolution. MILTECH-10/2005
- [15] Ермаков С.А., Карев В.И., Селиванов А.М. Оценка эффективности применения электрогидростатических приводов для управления рулевыми поверхностями транспортного самолёта. МАИ, 2006
- [16] Отделение полёта и систем управления ЛА (НИО-15). Проблемы электрификации самолёта. Информационные материалы. ЦАГИ, 2007
- [17] Е.И. Абрамов, К.А. Колиснеченко, В.Т. Маслов. Элементы гидрпривода (Справочник). Техника, Киев,1969