

В.А. ГУЛЫЙ



**УПРАВЛЕНИЕ СУДОВЫМИ
ГЛАВНЫМИ РЕВЕРСИВНЫМИ
ПАРОТУРБИННЫМИ АГРЕГАТАМИ**

В. А. ГУЛЫЙ

УПРАВЛЕНИЕ СУДОВЫМИ
ГЛАВНЫМИ РЕВЕРСИВНЫМИ
ПАРОТУРБИННЫМИ АГРЕГАТАМИ

Санкт-Петербург • 2022

УДК 621.12
ББК 39.45
Г94

Гулый, В. А.

Г94 Управление судовыми главными реверсивными паротурбинными агрегатами / В. А. Гулый. — СПб. : Реноме, 2022. — 176 с.
ISBN 978-5-00125-591-8

В книге рассмотрены вопросы совершенствования процесса и систем автоматического управления судовыми главными паротурбинными агрегатами, обеспечивающими выполнение требований основного функционального назначения агрегатов по приведению в действие судовых движителей, а также протекание физических процессов в паро-энергетических установках с заданными показателями.

Обобщен опыт создания и эксплуатации судовых паротурбинных установок различного назначения и различных типов, предложен подход к анализу систем регулирования реверсивных судовых агрегатов с учетом наличия в их составе турбин прямого и обратного направления вращения на основе математического описания турбоагрегата и главного паропровода как единого двухсвязного объекта регулирования.

Книга может быть полезна специалистам предприятий, занимающихся разработкой и созданием главных судовых паротурбинных агрегатов, их систем автоматического управления, а также студентам, обучающимся в высших учебных заведениях, готовящих специалистов соответствующих направлений.

Ил. 51, библиогр. 62 назв.

УДК 621.12
ББК 39.45

ISBN 978-5-00125-591-8

© Гулый В. А., 2022
© Оформление. ООО «Реноме», 2022

ОГЛАВЛЕНИЕ

Принятые сокращения и условные обозначения	7
Предисловие	11
 Глава I. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ПОДХОДЫ К РАЗРАБОТКЕ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ СУДОВОЙ ТУРБИНЫ	
	14
§ I-1. Основные виды судовых главных паротурбинных установок	14
§ I-2. Состав системы парораспределения	19
§ I-3. Обзор некоторых автоматических систем управления и регулирования реверсивных турбоагрегатов	27
 Глава II. АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ СУДОВОГО ГЛАВНОГО РЕВЕРСИВНОГО ПАРОТУРБИННОГО АГРЕГАТА	
	43
§ II-1. Главный судовой турбоагрегат как объект регулирования	43
§ II-2. Главный паропровод как объект регулирования	52
 Глава III. ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ РЕВЕРСИВНОГО ГТЗА	
	57
§ III-1. Особенности регулирования реверсивного ГТЗА с использованием дифференциальных вращающих моментов ТПХ и ТЗХ	57
§ III-2. Структурное построение дифференциальной системы регулирования реверсивного турбоагрегата	68
§ III-3. Показатель дифференциальности регулятора частоты вращения реверсивного турбоагрегата	73
§ III-4. Оценка эффективности дифференциального регулирования при скачкообразных сбросах нагрузки турбоагрегата	78
Выводы по материалам главы III	85

Глава IV. СОВМЕСТНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ППУ И ГТЗА	87
§ IV-1. Основные алгоритмы совместного управления ППУ и ГТЗА	87
§ IV-2. Дифференциальная система регулирования ГТЗА на режимах совместного управления ППУ и ГТЗА	93
§ IV-3. Структурно-функциональная схема дифференциальной САР ГТЗА во взаимодействии с системой управления ППУ	104
Выводы по материалам главы IV	109
 ГЛАВА V. СТАТИЧЕСКИЕ И ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОЙ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ГТЗА ...	111
§ V-1. Дифференциальная САР ГТЗА как двухсвязная система регулирования	111
§ V-2. Статический анализ дифференциальной САР ГТЗА	115
§ V-3. Условие динамической автономности сепаратного контура регулирования давления пара в ГП	132
§ V-4. Об устойчивости дифференциальной САР ГТЗА	147
§ V-5. Переходные процессы в дифференциальной САР ГТЗА	154
Выводы по материалам главы V	158
 ГЛАВА VI. ПРЕДПОСЫЛКИ ВОЗМОЖНОСТИ СОЗДАНИЯ УНИФИЦИРОВАННОГО ДВУХСВЯЗНОГО РЕГУЛЯТОРА ДЛЯ КОМПЛЕКТАЦИИ СУДОВЫХ ТУРБОАГРЕГАТОВ	161
Выводы по материалам главы VI	168
 Заключение	169
Литература и источники	171
Об авторе	175

ПРИНЯТЫЕ СОКРАЩЕНИЯ И УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

БЗК	— быстрозапорный клапан
БОС	— блок обратной связи
ВМ	— выделитель минимального сигнала
ВРШ	— винт регулируемого шага
ВФШ	— винт фиксированного шага
ГП	— главный паропровод
ГТЗА	— главный турбозубчатый агрегат
ГЭУ	— главная энергетическая установка
ДДК	— двигательно-движительный комплекс
ДДП	— датчик давления пара
ДП	— давление пара
ДСАР	— дифференциальная система автоматического регулирования
ДУУ	— дроссельно-увлажняющее устройство
ДЧВ	— датчик частоты вращения
ЗДП	— задатчик давления пара
ЗУ	— задающее устройство
ЗХ	— задний ход
ЗЧВ	— задатчик регулятора частоты вращения
ИМ	— исполнительный механизм
ИУ	— измерительное устройство
КЗХ	— клапан заднего хода
КПХ	— клапан переднего хода
КТ	— клапан травления
И-канал	— интегральный канал
П-канал	— пропорциональный канал
ПИ-регулятор	— пропорционально-интегральный регулятор
ППУ	— паропроизводящая установка
ПСМ	— промежуточный сервомотор

ПТУ	— паротурбинная установка
ПЭУ	— парозенергетическая установка
ПХ	— передний ход
РВД	— регулятор «высокого» давления
РДП	— регулятор давления пара
РМД	— регулятор «минимального» давления
РЧВ	— регулятор частоты вращения
САР	— система автоматического регулирования
СМ	— сервомотор
ТЗХ	— турбина заднего хода
ТПХ	— турбина переднего хода
ТЭГУ	— турбоэлектрическая гребная установка
УПУ	— усилительно-преобразовательное устройство
ЧВ	— частота вращения
ЭГП	— электрогидравлический преобразователь
ЯППУ	— ядерная паропроизводящая установка
ЯПЭУ	— ядерная парозенергетическая установка

A	— показатель дифференциальности
$\bar{G}_{\text{ППУ}}$	— паропроизводительность ППУ
$\bar{G}_T$	— расход пара в турбоагрегат
$\bar{G}_{\text{ТПХ}}$	— расход пара в турбину переднего хода
$\bar{G}_{\text{ТЗХ}}$	— расход пара в турбину заднего хода
$\bar{G}_{\text{КПХ}}$	— расход пара через КПХ
$\bar{G}_{\text{КЗХ}}$	— расход пара через КЗХ
$\bar{G}_{\text{КТ}}$	— расход пара через КТ
$\bar{G}_{\text{КПХ}}^*(\bar{m}_{\text{ПХ}})$	— расходная характеристика КПХ при номинальном давлении пара перед клапаном $\bar{P} = \bar{P}_{\text{ном}}$
$\bar{G}_{\text{КЗХ}}^*(\bar{m}_{\text{ЗХ}})$	— расходная характеристика КЗХ при номинальном давлении пара перед клапаном $\bar{P} = \bar{P}_{\text{ном}}$
$\bar{G}_{\text{КТ}}^*(\bar{m}_{\text{КТ}})$	— расходная характеристика КТ при номинальном давлении пара перед клапаном $\bar{P} = \bar{P}_{\text{ном}}$
$K_{\text{ПХ}}, K_{\text{ЗХ}}$	— коэффициенты передачи датчиков обратных связей по перемещениям $m_{\text{ПХ}}$ и $m_{\text{ЗХ}}$

$K_{\text{ТПХ}}$	— коэффициент передачи вращающихся масс по координате $\Delta \bar{m}_{\text{ПХ}}$
$K_{\text{ТЗХ}}$	— коэффициент передачи вращающихся масс по координате $\Delta \bar{m}_{\text{ЗХ}}$
$K_{\text{ТЛ}}$	— коэффициент передачи вращающихся масс по координате $\Delta \bar{L}$
$K_{\text{ГР}}$	— коэффициент передачи вращающихся масс по координате $\Delta \bar{P}$
$K_{\text{вППУ}}$	— коэффициент передачи ГП по координате $\Delta \bar{G}_{\text{ППУ}}$
$K_{\text{вПХ}}$	— коэффициент передачи ГП по координате $\Delta \bar{m}_{\text{ПХ}}$
$K_{\text{вЗХ}}$	— коэффициент передачи ГП по координате $\Delta \bar{m}_{\text{ЗХ}}$
$\bar{L}$	— коэффициент, характеризующий загрузку гребного винта
$\bar{m}_{\text{ПХ}}, \bar{m}_{\text{ЗХ}}, \bar{m}_{\text{КТ}}$	— перемещения штоков СМ паровых клапанов ПХ, ЗХ и КТ
$M_{\text{В}}$	— момент сопротивления гребного винта
$\bar{M}_{\text{ТПХ}}, \bar{M}_{\text{ТЗХ}}$	— вращающие моменты ТПХ и ТЗХ
$\bar{n}$	— частота вращения вала турбоагрегата
$\bar{P}$	— давление пара в ГП
$\bar{P}_{\text{е}}$	— упор винта
$\bar{R}_{\text{с}}$	— сопротивление корпуса судна
$R_{\text{в}}$	— время парового объема ГП
$S_{\text{ПХ}}, S_{\text{ЗХ}}, S_{\text{КТ}}$	— перемещения штоков ПСМ паровых клапанов ПХ, ЗХ и КТ
t	— текущее время
$T_{\text{а}}$	— время разгона вращающихся масс ГТЗА (с учетом гребного винта и присоединенных к винту масс воды)
$T_{\text{а}}'$	— время разгона вращающейся системы после сброса нагрузки (без учета массы винта и присоединенных масс воды)
$T_{\text{с}}$	— время разгона судна
$T_{\text{т}}$	— время полного перемещения КПХ (КЗХ) при максимальной скорости исполнительного механизма
$T_{\text{т}}$	— постоянная времени вращающихся масс
$T_{\text{в}}$	— постоянная времени ГП

$U_{ПХ}, U_{ЗХ}$	— выходные сигналы датчиков обратных связей по перемещениям $m_{ПХ}$ и $m_{ЗХ}$
$\bar{V}$	— скорость судна
W	— передаточная функция
δ	— степень неравномерности регулирования
$\mu_{ПХ}, \mu_{ЗХ}$	— кратности пусковых моментов ТПХ и ТЗХ

- Примечания:
1. Условные обозначения физических величин, имеющие черту над буквенным обозначением, указывают на то, что речь идет о величине в относительных единицах (о.е.).
 2. «ном» — индекс, указывающий на номинальное значение.
 3. Δ — обозначение отклонения физической величины от установившегося значения.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Паровые турбины широко используются в различных отраслях промышленности в качестве тепловых машин, преобразующих энергию пара, получаемого в парогенерирующих установках, в механическую энергию и далее — в другие виды энергии, например в электроэнергию на тепловых электростанциях.

Турбины в судовых паротурбинных установках применялись и применяются в качестве главных двигателей на судах большого водоизмещения, требующих значительных мощностей своих двигательных-двигательных комплексов, обеспечивающих ход и маневренность тяжелым судам.

Обращаясь к истории развития отечественного паротурбинного флота, можно вспомнить транспортные и промысловые суда, начиная с первых отечественных паротурбинных судов типа «Слава», танкеров типов «Прага», «София», рыбопромысловой базы «Восток», крупнотоннажных танкеров типа «Крым», на которых для получения пара применялись котельные установки на органическом топливе.

С развитием ядерной энергетики паропроизводящие установки на ядерном топливе стали устанавливаться на атомных линейных ледоколах, начиная с первого в мире атомного ледокола «Ленин», и далее — на серии ледоколов типа «Арктика» проекта 10520, ледоколах «Таймыр» и «Вайгач», на лихтеровозе «Севморпуть» с ледовыми условиями плавания.

В начале второго десятилетия XXI века в Российской Федерации были возобновлены работы по разработке и строительству атомных ледоколов нового поколения — серии ледоколов типа «Арктика» проекта 22220 и более мощный ледокол лидер проекта 10510 в обеспечение судоходства в арктических широтах, в первую очередь — для интенсификации использования Северного морского пути.

Наряду с судовыми паротурбинными установками, в том числе укомплектованными главными турбозубчатыми агрегатами, промышленностью создаются подобные агрегаты, комплекующие энергоустановки кораблей ВМФ.

Обзоры, представленные в открытой печати, в достаточной степени раскрывающие уровень достижений отечественной науки и техники в области корабельных энергетических установок, указывают на достигнутый в СССР высокий уровень технических решений в отечественном корабельном турбостроении.

Создание и совершенствование современных судовых паротурбинных установок обуславливает насущную необходимость совершенствования систем управления физическими процессами, протекающими в установках, которые должны осуществлять контроль, управление и регулирование физических величин, определяющих эффективность работы энергоустановки.

Опыт создания и эксплуатации паротурбинных установок различного назначения и различных типов разными производителями паровых турбин чрезвычайно велик. Конструкции, в том числе систем парораспределения в турбоагрегатах, могут весьма существенно отличаться и зависеть как от особенностей установок, так и от сложившихся традиций проектирования и специфики технических подходов инженеров различных предприятий к решению зачастую близких проектных задач.

Относительное многообразие конструктивного исполнения судовых паротурбинных агрегатов тем не менее позволяет сформулировать некоторые общие задачи управления, касающиеся возможности алгоритмической унификации процессов управления основными физическими величинами, определяющими эксплуатационные характеристики собственно пароэнергетической установки и судна в целом с точки зрения его маневренности и ходовых характеристик.

В книге рассмотрены вопросы совершенствования процессов и систем автоматического управления судовыми главными паротурбинными агрегатами, обеспечивающих выполнение требований основного функционального назначения агрегатов по приведению в действие движителей, а также обеспечивающих протекание физических процессов, собственно, в парознер-

гетической установке с заданными технико-экономическими показателями.

При этом сосредоточено внимание на особенностях управления агрегатами, главным образом, с точки зрения требований, определяющих работу собственно турбоустановки, которые в общем комплексе требований к управлению парозенергетической установкой являются наиболее жесткими.

Имеющая место тенденция увеличения мощности судовых парозенергетических установок при одновременном относительном уменьшении их габаритов приводит к сближению и относительному уменьшению инерционностей аккумуляторов, характеризующих энергетическое оборудование как объекты управления. Следствием этого при разработке и проектировании автоматических систем управления энергоустановок является необходимость повышения быстродействия регуляторов и более полного учета взаимовлияния различных составных частей установки на основе представления систем состоящими из многосвязных объектов и многосвязных регуляторов.

Целью настоящего издания является изложение методологических основ проектирования систем управления и регулирования судовых паровых турбин, в первую очередь — реверсивных главных турбозубчатых агрегатов с одновременным воздействием на турбины переднего и заднего ходов в переходных режимах, а также оценка возможности и определение пути создания алгоритмической основы унифицированного регулятора для судовых главных турбоагрегатов.

Книга может быть полезна инженерам-проектировщикам конструкторских бюро и предприятий, занимающихся разработкой и созданием главных судовых паротурбинных агрегатов, их систем автоматического управления, а также студентам, обучающимся в высших учебных заведениях, готовящих специалистов для работы в конструкторских бюро, разрабатывающих судовые паротурбинные установки.

Глава I

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ПОДХОДЫ К РАЗРАБОТКЕ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ СУДОВОЙ ТУРБИНЫ

§ I-1. ОСНОВНЫЕ ВИДЫ СУДОВЫХ ГЛАВНЫХ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Паровая турбина, составляющая основу судовой главной паротурбинной установки (ПТУ), является двигателем, в котором энергия водяного пара, поступающего от котельной установки на органическом топливе либо паропроизводящей установки (ППУ) на ядерном топливе, преобразуется в энергию движения судна.

В ПТУ для приведения во вращение судовых гребных винтов могут использоваться понижающие главные редукторные передачи для вращения винтов фиксированного (ВФШ) или регулируемого (ВРШ) шага либо могут применяться системы электродвижения, в которых гребной винт вращается гребным электродвигателем, получающим электропитание от электрогенератора, ротор которого сообщен с выходным валом турбины.

В качестве примера на рис. I-1 представлен общий вид главного турбогенератора атомного ледокола типа «Арктика» (проект 22220).

СПРАВОЧНЫЙ МАТЕРИАЛ

Атомоходы проекта 22220

«Арктика» — головной ледокол этого типа, принят в эксплуатацию в 2020 г.

Ледоколы пр. 22220 имеют корпус длиной 173 м и шириной 34 м. Полное водоизмещение судна — 33,5 тыс. т. Корпус создан с учетом имеющегося опыта, однако предусмотрены

новые возможности. Судно имеет балластные цистерны, обеспечивающие изменение осадки от 8,5 до 10,5 м. За счет этого ледокол может работать как в открытом море, так и на мелководье.

Турбогенератор ПТУ72 для обеспечения электропитанием гребных электрических установок и судовых потребителей собственных нужд атомного ледокола (УАЛ) проекта 22220.

72МВт (2×36МВт).

Давление пара 3,4МПа, расход пара 400 т/ч.



Атомный ледокол «Арктика» проекта 22220

На турбогенераторе регулирующие клапаны 1, паропроводами соединенные с быстрозапорным клапаном 2, размещены на турбине 3.

На рис. I-1 также представлена гидростанция 4, обеспечивающая гидропитанием силовые гидроприводы 5 управления регулируемыми клапанами 1.

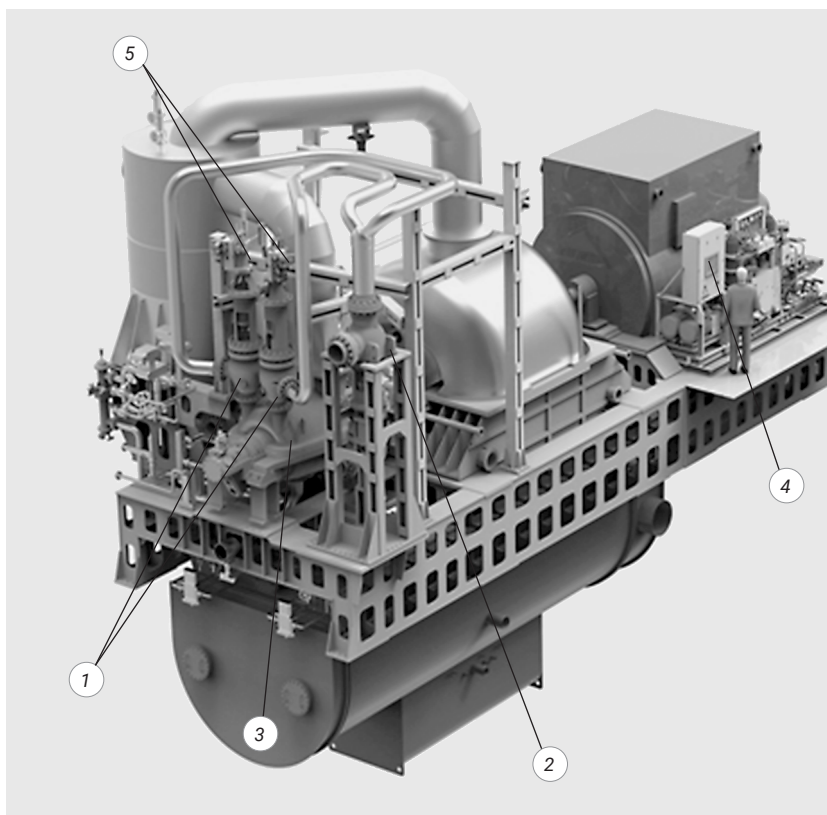


Рис. I-1. Общий вид главного турбогенератора атомного ледокола типа «Арктика» (проект 22220):

1 — регулирующие клапаны; 2 — быстрозапорный клапан;
3 — турбина; 4 — гидростанция; 5 — силовые гидроприводы

На рис. I-2 в качестве иллюстрации представлен общий вид главного турбозубчатого агрегата (ГТЗА), непосредственно приводящего во вращение гребной винт.

В состав ГТЗА входят турбина 1 и редуктор 2. Регулирующие клапаны на рисунке не показаны, т. к. размещены вне агрегата.

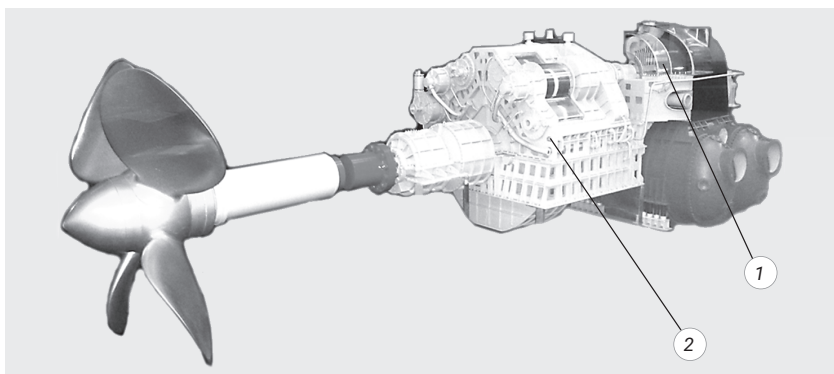


Рис. 1-2. Общий вид ГТЗА танкера типа «Крым» (проект 1511):
1 — турбина; 2 — редуктор

СПРАВОЧНЫЙ МАТЕРИАЛ

Крупнотоннажные танкеры типа «Крым»

9 апреля 1974 г. на воду был спущен первый советский супертанкер «Крым». Он оказался самым крупным танкером, эксплуатировавшимся не только в СССР, но и в современной России. Размеры были выбраны специально для того, чтобы судно могло пройти через проливы Босфор и Дарданеллы.

Супертанкер был разработан в ЦКБ «Балтсудопроект», старейшем КБ, находящемся в Санкт-Петербурге. Супертанкеры изготавливались на Керченском судостроительном заводе «Залив».

Вслед за «Крымом» в короткий срок были построены супертанкеры «Кавказ», «Кубань», «Кузбасс». Несколько позднее ушел на ходовые испытания очередной танкер-гигант «Кривбасс». Водоизмещение каждого из них 182 тыс. т, грузоподъемность — 150 тыс. т. Длина океанских нефтевозов 295 м, высота корпуса 45 м. В резервуарах каждого супертанкера вмещается такое количество нефтепродуктов, на перевозку которого потребовалось бы

40 железнодорожных составов. Последним в этой серии был супертанкер «Советская нефть».



Танкер проекта 1511 «Крым»

Длина танкера — 295 м, ширина — 45 м, высота борта — 25,4 м, осадка — 17 м, водоизмещение — 180 тыс. т, дедвейт — 150 500 т, грузоподъемность — 143 250 т, скорость хода 15,5 узла, мощность паротурбинной установки — 30 тыс. л. с.

Полный запас топлива — 9250 т, что дает возможность осуществлять дальность плавания 25 тыс. миль (практически вокруг земного шара).

ГТЗА ТС-3 — более сложные агрегаты, которые устанавливались на крупнотоннажных танкерах типа «Крым» проекта 1511 дедвейтом 150 000 т (головное судно сдано в эксплуатацию в 1976 г.).

Водометное подруливающее устройство в носу и корме, а также винт регулируемого шага диаметром 7,5 м с гидравлическим приводом обеспечивают хорошие маневренные качества танкера. Управление грузовыми и балластными операциями, а также мойка танков в среде инертных газов — автоматизированные дистанционные из поста управления.

Технические характеристики ГТЗА ТС-3

ТС-3 — нереверсивный ГТЗА, приводящий во вращение ВРШ.

Мощность на выходном фланце редуктора, кВт 22 000

Частота вращения гребного винта, об/мин 85

Расход пара, т/ч 78,5

Масса установки, т 300

Давление пара перед турбиной, МПа 7,6

Давление после промежуточного перегрева, МПа 1,5

Температура пара перед турбиной, °С 510

Температура пара после промежуточного перегрева, °С 510

Удельная подача топлива на установку, г/(кВт·ч) 249

Достаточно высокая экономичность энергетической установки достигнута в основном благодаря высоким начальным параметрам пара, усовершенствованной тепловой схеме, применению промежуточного перегрева пара до начальной температуры, развитой пятиступенчатой системе подогрева питательной воды, приводу электрогенератора и главного питательного насоса от ГТЗА. Котельная установка состоит из одного главного котла паропроизводительностью 80 т/ч и вспомогательного котла паропроизводительностью 35 т/ч. Вспомогательный котел обеспечивает аварийный ход судна со скоростью 8 уз.

§1-2. СОСТАВ СИСТЕМЫ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

В настоящем параграфе рассмотрен типовой состав системы парораспределения судовой паровой турбины с целью наглядного представления информации о регулирующих органах и исполнительных механизмах регуляторов турбоагрегатов, изучению которых посвящены дальнейшие разделы книги.

В систему парораспределения судовой реверсивной турбины в обязательном порядке входят быстрозапорный клапан (БЗК) и регулирующие клапаны переднего хода (КПХ) и заднего хода (КЗХ), как правило, дроссельного типа.

Быстрозапорный клапан предназначен для прекращения подачи пара к регуливающим клапанам турбины в аварийных

ситуациях и в соответствии с эксплуатационными судовыми регламентами.

Регулирующие клапаны обеспечивают управление частотой вращения (ЧВ) ротора турбины, в том числе автоматическое поддержание заданной ЧВ ротора турбины при изменяющемся нагрузочном моменте на валу.

Общий вид одной из конструкций БЗК представлен на рис. I-3.

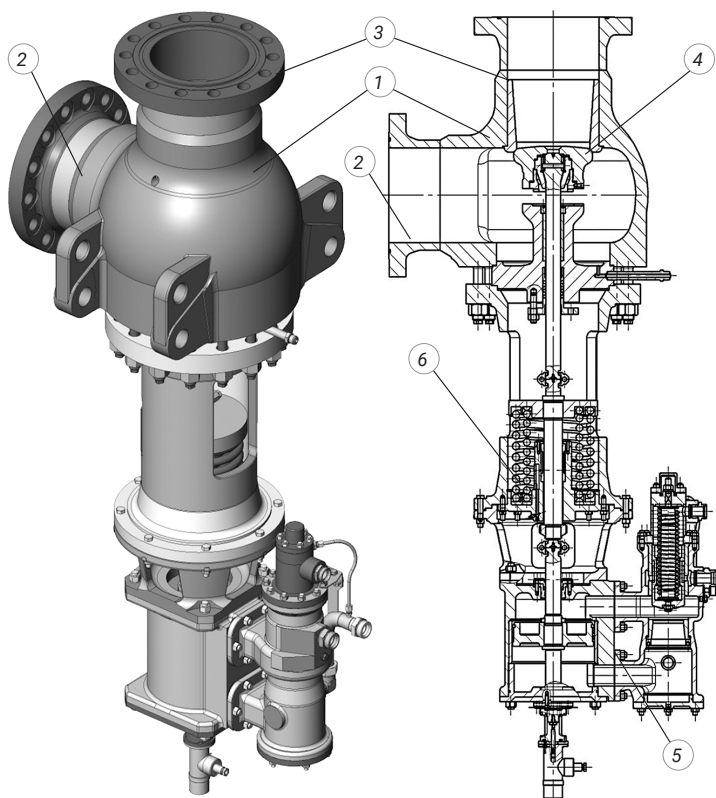


Рис. I-3. Быстрозапорный клапан судового турбоагрегата:
1 — коробка паровая; 2 — подводящий патрубок;
3 — отводящий патрубок; 4 — чашка клапана;
5 — гидроцилиндр; 6 — запорная пружина

Управление БЗК осуществляется по гидравлическим или электрическим сигналам с использованием комплекта оборудования управления БЗК (см. рис. I-4), состоящего из электрогидравлического блока управления 1 и центробежного выключателя 2, предназначенных для формирования гидравлических сигналов управления гидроприводом БЗК в обеспечение функционирования БЗК в соответствии с назначением — подачи пара к регулирующему клапану турбины или отсечения пара от турбины.

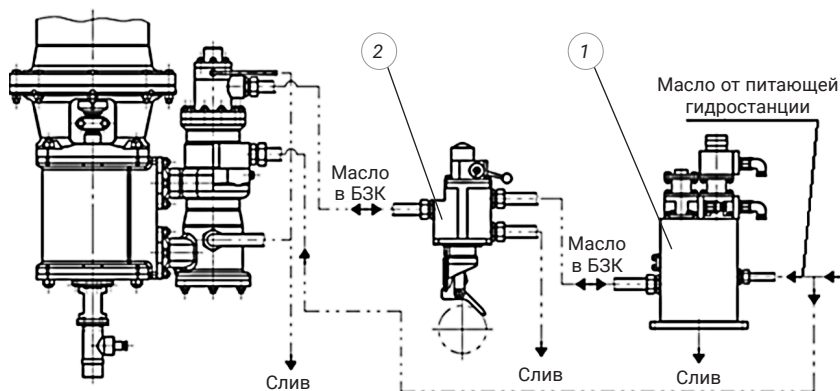


Рис. I-4. Комплект оборудования управления БЗК:
1 — электрогидравлический блок управления;
2 — центробежный выключатель

Открытие БЗК осуществляется путем подачи масла под поршень гидроцилиндра от электрогидравлического блока 1, при этом запорная пружина 6 на рис. I-3 сжимается и удерживается в сжатом состоянии на рабочих режимах турбоагрегата.

При поступлении электрических сигналов от судовой системы контроля и управления агрегата либо гидравлического сигнала от центробежного выключателя 2 происходит слив масла из-под поршня, и пружина, разжимаясь, обеспечивает быстрое закрытие БЗК.

На рис. I-5 представлен общий вид одной из конструкций регулирующего клапана паровой турбины.

Регулирующий клапан состоит из паровой коробки 1 с подводящим 2 и отводящим 3 пар патрубками, перфорированной втулки 4 клапана и плунжера 5, соединенного штоком с силовым гидроцилиндром 6 управления клапаном. Плунжер 5 шарнирно закреплен на штоке. Шарнир позволяет компенсировать возможные взаимные перекосы элементов паровой части регулирующего клапана при перемещении плунжера 5. Запорная пружина 7 обеспечивает закрытое состояние клапана при отсутствии рабочей гидравлической среды в гидроцилиндре 6.

Величина проходного сечения регулирующего клапана определяется количеством отверстий в перфорированной втулке, открывающихся при перемещении плунжера 5. Закон изменения проходного сечения при перемещении клапана определяет его расходную характеристику [30].

Управление клапаном осуществляется с использованием высоконапорной электрогидроаппаратуры 8, работающей под высокими давлениями рабочей среды, достигающими на турбогенераторах современных ледоколов значений 17 МПа.

Электрогидроаппаратура управления 8 предназначена для:

- приема электрических сигналов от системы автоматического регулирования (САР) паротурбинного агрегата, подаваемых на входы электрогидравлической аппаратуры управления положением поршня гидроцилиндра,
- приема и распределения гидравлического сигнала (давления масла) по трассам управления положением поршня гидроцилиндра.

Применение повышенных давлений в гидросистеме позволяет выполнить силовую гидромеханическую часть управления паровыми клапанами турбин компактными, с большими (до 15 000 кгс) перестановочными усилиями и быстродействием, обеспечивающим перемещение регулирующего клапана на полный ход за (0,5...0,8) с.

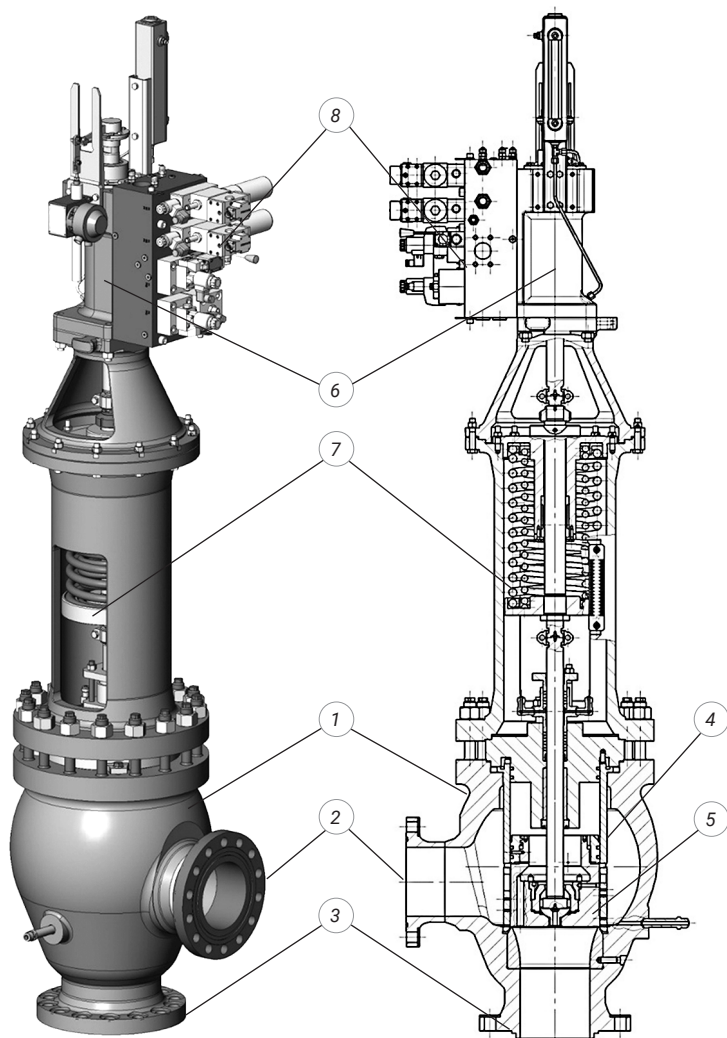


Рис. I-5. Регулирующий клапан судового турбогенератора:
 1 — коробка паровая; 2 — подводящий патрубок; 3 — отводящий патрубок; 4 — перфорированная втулка клапана; 5 — плунжер с поршневыми кольцами; 6 — гидроцилиндр; 7 — запорная пружина;
 8 — электрогидроаппаратура управления

Столь высокое быстродействие самым существенным образом положительно сказывается на качестве регулирования и на устойчивости контура регулирования частоты вращения ротора турбины, входящего в САР паротурбинного агрегата.

Для представления о функционировании в целом современной системы регулирования и защиты судового агрегата остановимся несколько подробнее на этом моменте.

Функциональные связи электрогидравлического силового комплекса управления паровыми клапанами турбоагрегата с судовой системой контроля и управления паротурбинной установки в части регулирования и защиты паровой турбины, поясняющие взаимодействие исполнительной части и решающей части контура регулирования и защиты паровой турбины, представлены на рис. I-6 [48].

Схема гидросистемы управления клапанами паровой турбины 1 включает гидростанцию 2 с дублированными гидронасосами 3 контура регулирования частоты вращения и дублированными насосами 4 контура защиты, гидроаккумулятором 5 канала защиты и гидроаккумулятором 6 канала регулирования. Здесь же изображены исполнительный гидроцилиндр 7 регулирующего клапана 8, связанный с судовой системой 9 контроля и автоматического управления турбиной, и исполнительный гидроцилиндр 10 быстрозапорного клапана 11, связанный с системой 12 защиты турбины. Дублирование насосов выполняется с целью повышения надежности системы управления турбоагрегатом в целом.

В современных системах управления и защиты турбоагрегатов, как правило, применяются в контуре защиты — шестеренные насосы 4 в комплекте с редукционным (предохранительным) клапаном 13, в контуре регулирования частоты вращения — плунжерные насосы переменной производительности. В обоих контурах для сглаживания пульсаций давления используются пневмогидроаккумуляторы.

Функции насосов каналов регулирования и защиты турбины разделены, т. к. задачи, решаемые каналом регулирования и каналом защиты гидросистемы, разные и в том числе имеют разные приоритеты в алгоритмах функционирования при

возникновении аварийных ситуаций, связанных с прекращением подачи рабочей среды в канал регулирования и канал защиты гидросистемы управления клапанами паровой турбины.

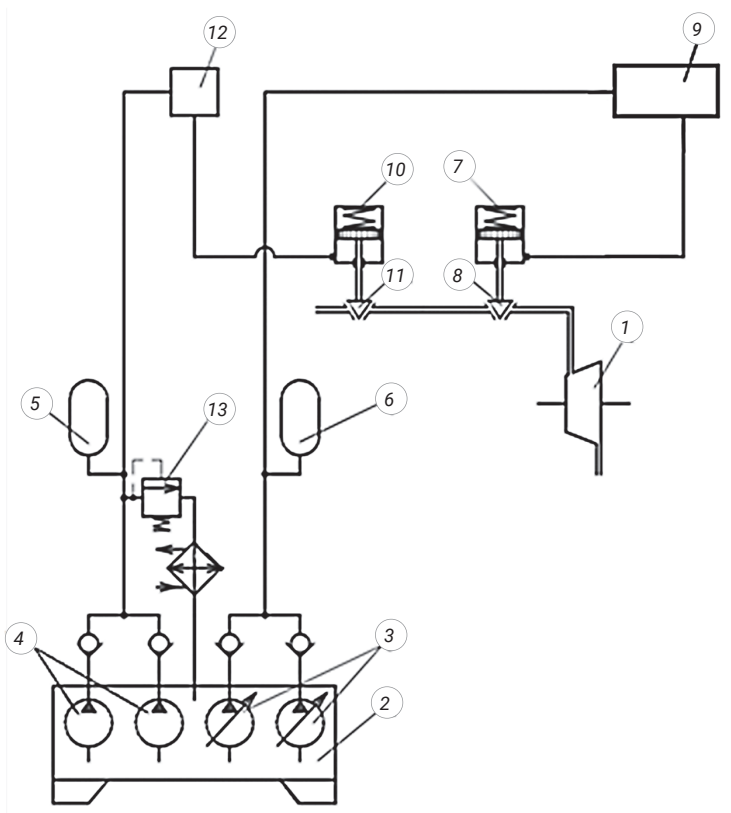


Рис. I-6. Функциональная схема системы регулирования и защиты турбины судового турбоагрегата:

1 — турбина; 2 — гидростанция; 3 — гидронасосы переменной производительности; 4 — гидронасосы постоянной производительности; 5 — гидроаккумулятор канала защиты; 6 — гидроаккумулятор канала регулирования; 7 — исполнительный гидроцилиндр регулирующего клапана; 8 — регулирующий клапан; 9 — система регулирования турбины; 10 — исполнительный гидроцилиндр быстрогозапорного клапана; 11 — быстрозапорный клапан; 12 — система защиты; 13 — редукционный (предохранительный) клапан

В нормальном эксплуатационном режиме турбины 1 в гидростанции 2 работает насос 3 (один из двух сдублированных) переменной производительности, например плунжерного типа, и насос 4 (один из двух сдублированных) постоянной производительности, например шестеренного типа с редукционным клапаном, или насос центробежного типа (на рис. I-6 показаны сдублированные насосы шестеренного типа 4 с редукционным клапаном 13).

Насос постоянной производительности 4 совместно с редукционным клапаном 13 в установившемся режиме поддерживает давление в гидроаккумуляторе 5 и, соответственно, в гидроцилиндре 10 быстрозапорного клапана 11, обеспечивая его открытое состояние.

В случае формирования в системе защиты 12 аварийного сигнала, по которому должна произойти остановка турбины 1, осуществляется быстрое опорожнение гидроцилиндра 10, быстрозапорный клапан 11 пружиной гидроцилиндра 10 закрывается и отсекает пар от регулирующего клапана 8 и турбины 1. При этом турбина останавливается.

Дублирование насосов 4 контура защиты обусловлено тем, что ложные срабатывания системы защиты, происходящие при остановке работающего насоса, весьма нежелательны, т. к. срывают эксплуатационные мощностные режимы турбины.

Насос 3 переменной производительности в установившемся режиме работает при управляющей шайбе (орган насоса, управляющий производительностью), находящейся в нейтральной при неизменном положении регулирующего клапана 8, соответствующем заданному мощностному режиму турбины. Производительность насоса 3 переменной производительности при этом минимальна и компенсирует только паразитные протечки в канале регулирования.

Регулирующий клапан 8 перемещается по сигналам из судовой системы 9 контроля и автоматического управления турбиной, где формируются управляющие сигналы, зависящие от рассогласования заданного и фактического значений частоты вращения ротора турбины, что определяется мощностными эксплуатационными режимами турбоагрегата.

Следует отметить, что применение в канале регулирования гидросистемы насосов с переменной производительностью повышает экономичность гидросистемы. В установившихся режимах работы турбины при неизменном положении парового регулирующего клапана органы управления производительностью насосов находятся в нейтральной, обеспечивающей минимальную производительность, компенсирующую только потери.

Далее перейдем к изложению некоторых теоретических моментов, которые следует учитывать при проектировании систем автоматического управления и регулирования судовых турбин.

§ 1-3. ОБЗОР НЕКОТОРЫХ АВТОМАТИЧЕСКИХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ И РЕГУЛИРОВАНИЯ РЕВЕРСИВНЫХ ТУРБОАГРЕГАТОВ

Опыт отечественного и зарубежного судового турбиностроения показывает, что, начиная с 1963 года, широкое распространение получили автоматизированные системы управления ГТЗА, в которых осуществляется всережимное регулирование ЧВ турбоагрегата.

Рассмотрим несколько структурных схем систем управления и регулирования ГТЗА паротурбинных судов отечественной и зарубежной постройки, по которым можно проследить путь развития таких систем и заложенных в них алгоритмов управления и регулирования.

Впервые в мировой практике (1963 г.) всережимным регулятором частоты вращения (РЧВ) были снабжены ГТЗА танкеров типа «София».

СПРАВОЧНЫЙ МАТЕРИАЛ

Танкеры типа «София»

В 1962 г. в Ленинграде был заложен первый танкер проекта 1552 — «София». Это были самые крупные танкера

советской постройки того времени дедвейтом 50600 т. Суда имели прекрасные по тем временам, жилищные условия для экипажа, на спардеке жили судоводители и учитывая турбину — шума практически не ощущалось.



Танкер «София»

Танкер был предназначен для перевозки нефтепродуктов и сыпучих грузов.

Головной танкер («Прага») был сдан в эксплуатацию в 1959 г., а танкер «София» — в 1963 г. Это однопалубные одновинтовые танкеры с машинным отделением, расположенным в корме.

Паротурбинные установки танкеров состояли из ГТЗА ТС-2, двух паровых водотрубных котлов КВГ-34к и обслуживающих механизмов.

Главный турбозубчатый агрегат состоял из турбин высокого и низкого давлений, двухступенчатого редуктора, конденсатора, органов управления и защиты.

§1-3. Обзор некоторых автоматических систем управления и регулирования реверсивных турбоагрегатов

Технические характеристики ГТЗА ТС-2

Мощность турбины переднего хода, кВт:

- номинальная (при частоте вращения гребного винта 110 об/мин) 13 970
- максимальная (при частоте вращения гребного винта 113 об/мин) 15 800

Мощность турбины заднего хода, кВт:

- длительная (при частоте вращения гребного винта 55 об/мин) 1770
- кратковременная (не более 15 мин при частоте вращения винта 81 об/мин) 6470

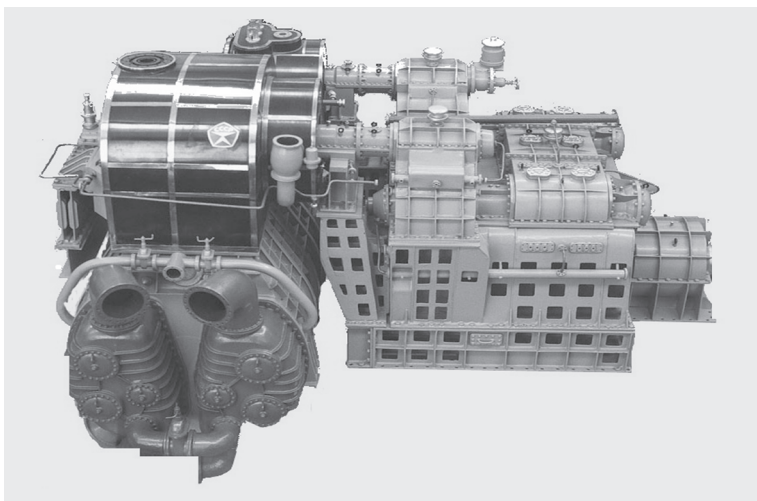
Начальные параметры пара на режиме переднего хода:

- давление, МПа 4
- температура, °С 465

Начальные параметры пара на режиме заднего хода:

- давление, МПа 3,5
- температура, °С 400
- остаточное давление в конденсаторе, кПа 4,9

Удельная подача топлива на установку, г/(кВт·ч) 330



Общий вид ГТЗА ТС-2 танкеров типа «София»

30

Регулятор выполнен гидравлическим. При переключке задатчика частоты вращения (ЗЧВ) на увеличение скорости движения судна фактическая частота вращения практически следовала за заданной. Маневр в сторону снижения ЧВ ГТЗА при соответствующей переключке ЗЧВ на танкерах типа «София» проходил значительно медленнее. Отставание фактической ЧВ от заданной определялось инерционными свойствами судна и могло достигать 200 с [42]. Это объясняется невозможностью получения в рассматриваемом РЧВ контрпара без изменения знака задающего воздействия регулятора. При маневрировании, например, на передний ход (ПХ) контрпар мог быть получен только после перевода ЗЧВ в поле заднего хода (ЗХ) и только лишь после того, как фактическая ЧВ ГТЗА на ПХ по абсолютной величине не становилась меньше заданной на ЗХ. Это увеличивало загрузку оператора и создавало неудобство при управлении.

При колебаниях ЧВ ГТЗА, обусловленных изменениями нагрузки на гребном валу (вплоть до полной скачкообразной разгрузки агрегата), в схеме РЧВ ГТЗА танкеров типа «София» возможность получения контрпара была полностью исключена.

Схема РЧВ ГТЗА рыбопромысловой базы «Восток» (см. рис. 1-7, б) была дополнена узлами для подачи контрпара при маневрах, связанных со снижением ЧВ ГТЗА. Это позволяло получать контрпар при величинах рассогласования фактической и заданной ЧВ порядка (20...40)% [42] без перевода ЗЧВ в поле противоположных ходов. Однако и в этой схеме возможность подачи контрпара при снижении нагрузки на гребном валу была практически исключена вследствие указанных выше больших, требуемых для подачи контрпара, величин рассогласования фактической и заданной ЧВ.

СПРАВОЧНЫЙ МАТЕРИАЛ

Рыбопромысловая база «Восток»

Одно судно этого типа построено в 1971 году в Ленинграде на Адмиралтейском судостроительном заводе. Самая боль-

шая рыбообрабатывающая база из когда-либо построенных в мире. На борту находилось 14 малых рыбодобывающих судов и два вертолета для поиска рыбных косяков.

Назначение судна:

- транспортировка промысловых судов в район промысла,
- прием улова в море от добывающих судов,
- переработка рыбы в мороженую продукцию,
- выработка рыбных консервов,
- переработка непищевого прилова и отходов рыбообработки на кормовую муку и технический жир.



Рыбопромысловая база «Восток»

Водоизмещение наибольшее (т) 43 400

Автономность плавания (сут) 125

Главные двигатели:

– тип паровая турбина

– количество и мощность (л. с. каждый) 2×13000

– марка ГТЗА-640

– частота вращения гребного винта (об/мин) 100

С 1969 года японская фирма Fuji Electric Co поставляет электрогидравлические системы управления, включающие в свой состав РЧВ, для паротурбинных агрегатов, которые устанавливаются на крупнотоннажных судах фирмы Kawasaki [17, 21, 36] (см. рис. I-8).

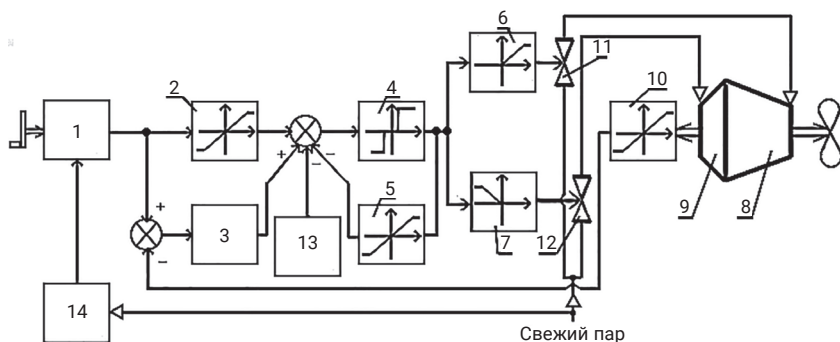


Рис. I-8. Система автоматического регулирования ЧВ ГТЗА крупнотоннажных судов постройки фирмы Kawasaki:

1 — ЗЧВ с цифро-аналоговым программным блоком; 2 — блок согласования; 3 — пропорционально-интегральное звено (ПИ-звено); 4 — релейный электрохимический преобразователь; 5 — блок обратной связи (БОС); 6, 7 — гидравлические сервомоторы; 8, 9 — ТПХ и ТЗХ; 10 — датчик частоты вращения (ДЧВ); 11, 12 — КПХ и КЗХ; 13 — блок форсирования остановки ГТЗА; 14 — датчик давления пара (ДДП)

Алгоритм, реализованный в системах фирмы Fuji Electric Co, предусматривал разгон и торможение ГТЗА с использованием цифро-аналогового программного блока. Время маневрирования ГТЗА при переключке ЗЧВ исчислялось от десятков секунд до нескольких минут по выбранным программам. При снижении нагрузки ГТЗА система предусматривала возможность подачи контрпара. Для экстренной остановки ГТЗА с использованием контрпара использовался специальный блок 13. В рассматриваемой системе управления ГТЗА при снижении

давления в главном паропроводе (ГП) предусматривалось прикрытие регулирующих клапанов, сопровождавшееся снижением ЧВ ГТЗА.

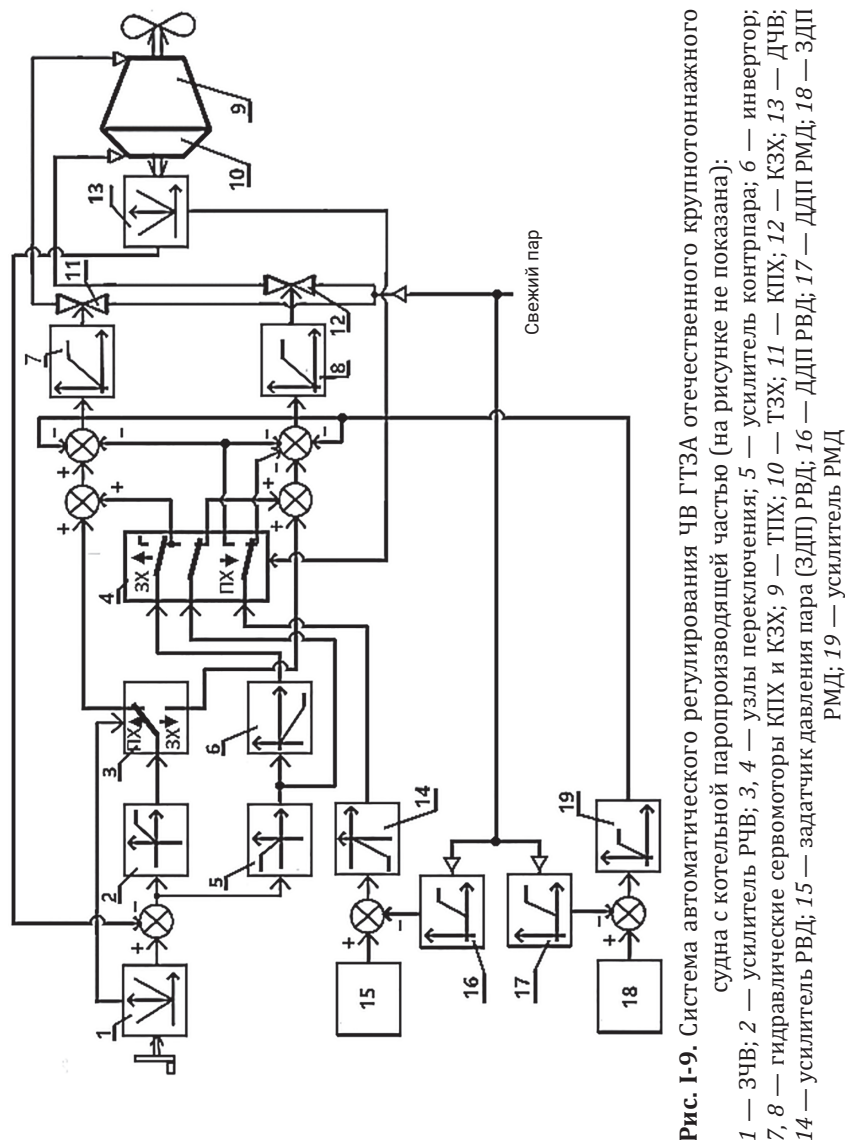
На рис. I-9 представлена структурная схема системы автоматического управления ГТЗА одного из отечественных котлотурбинных судов постройки второй половины XX века. В этой пароэнергетической установке (ПЭУ) существенным образом было усовершенствовано взаимодействие паропотребляющей части установки — ГТЗА и парогенерирующей части — паровым котлом.

В связи с малой аккумулирующей способностью и недостаточной манёвренностью котельной установки в составе системы присутствуют, кроме всережимного РЧВ, ограничительные регуляторы «минимального» (РМД) и «высокого» (РВД) давлений в ГП. Система была выполнена гидравлической. Ограничительное регулирование давления в ГП осуществлялось в переходных режимах

- при повышении давления пара на ПХ — путем воздействия на КЗХ, а на ЗХ — путем одновременного воздействия на КПХ и КЗХ, вызывающего перемещение этих клапанов в сторону открытия,
- при понижении давления пара — путем воздействия на КПХ и КЗХ, вызывающего их прикрытие.

В установившихся режимах работы ПЭУ давление в ГП поддерживается котельным регулятором путем изменения паропроизводительности.

Всережимный РЧВ рассматриваемой системы регулирования ГТЗА обеспечивает хорошие маневренные характеристики агрегата. В частности, для получения контрпара без перевода ЗЧВ в поле заданий противоположного направления вращения в РЧВ предусмотрена специальная линия подачи контрпара с выхода гидроусилителя 5 (см. рис. I-9). Подача контрпара осуществляется при снижении заданной ЧВ на величину степени неравномерности РЧВ и более.



На рис. I-10 представлена типовая структурная схема системы управления судовым ГТЗА, работающим в составе ядерной пароэнергетической установки (ЯПЭУ). Подобной системой оснащен турбоагрегат атомного лихтеровоза «Севморпуть».

СПРАВОЧНЫЙ МАТЕРИАЛ

Лихтеровоз «Севморпуть»

Наряду с ледокольными судовыми паротурбинными установками создаются подобные агрегаты, комплектующие энергоустановки судов большого водоизмещения, например энергоустановку лихтеровоза «Севморпуть», находящегося в эксплуатации.

Крупнейшее грузовое судно с ядерной энергетической установкой и когда-либо построенных. На сегодняшний день «Севморпуть» это единственное действующее грузовое судно с ядерной силовой установкой.

«Севморпуть» был построен на судостроительном заводе «Залив» в г. Керчь в 1988 г.



Лихтеровоз «Севморпуть»

Атомная паропроизводящая установка — производительность 215 т/час пара при давлении 40 атм и температуре 290° С.

Вспомогательная установка:

3 турбогенератора по 1700 кВт,

2 резервных дизель-генераторов по 600 кВт,

2 аварийных дизель-генераторов по 200 кВт.

Котел аварийного хода (в случае выхода из строя АППУ) паропроизводительностью 50 т/час при давлении 25 кг/см² и температуре пара 360° С, работающий на дизельном топливе.

Резервная установка обеспечивает запас хода до 6000 миль при полном запасе топлива.

Водоизмещение наибольшее (т)..... 61 880

Скорость хода (узлы)..... 20,8

Главные двигатели:

– тип..... паровая турбина

– мощность (кВт)..... 29 420

– марка..... ГТЗА-684

– частота вращения гребного винта
регулируемого шага (об/мин)..... 115

Система управления паровой турбиной гидравлическая, включает в свой состав контур регулирования частоты вращения и контур регулирования давления пара, обеспечивающий поддержание заданного давления пара при избыточной производительности ядерной паропроизводящей установки (ЯППУ) путем воздействия на клапан травления (КТ) по каналу РВД, а при недостаточной — на регулирующие клапаны ТПХ и ТЗХ по каналу РМД.

Для повышения качества регулирования давления пара при изменениях расходов пара через КПХ и КЗХ в системе предусмотрена связь из контура РЧВ в контур РДП, обеспечивающая открытие либо закрытие КТ соответственно при уменьшении либо увеличении расходов пара через регулирующие клапаны турбин (см. сумматор на входе сервопривода 23 на рис. I-10).

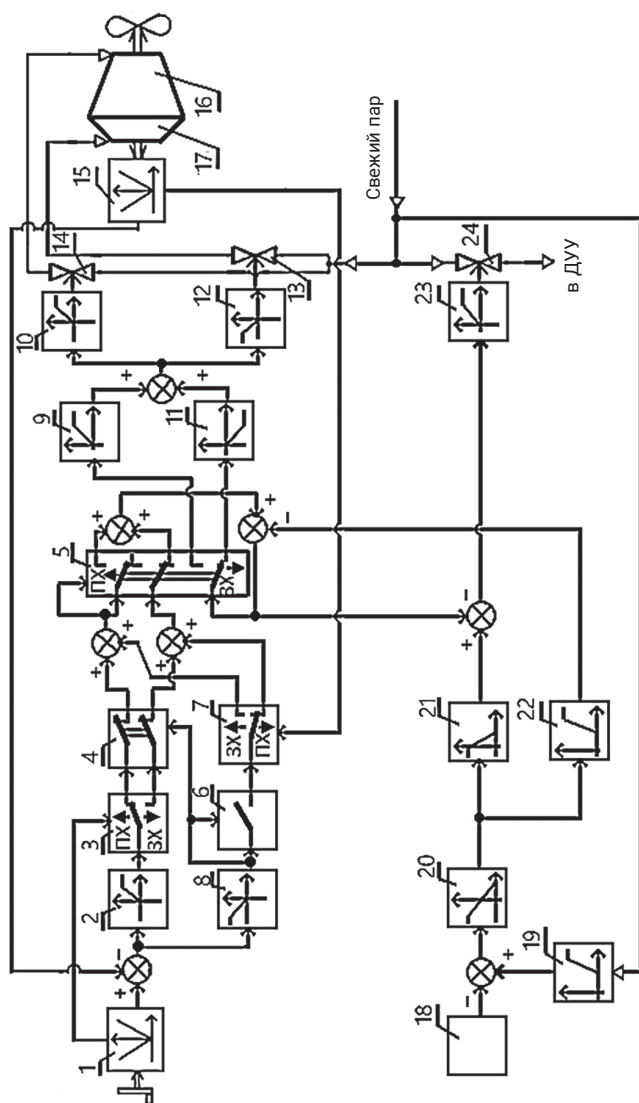


Рис. 1-10. Гидравлическая система автоматического регулирования ЧВ ГТЗА отечественного крупнотоннажного судна с ядерной паропроизводящей частью (на рисунке не показана):
1 — 3ЧВ; 2 — усилитель РЧВ; 3, 4, 5, 6, 7 — узлы переключения; 8 — усилитель контрпара; 9, 10, 11, 12 — элементы сервоприводов КПХ и КЗХ; 13 — КЗХ; 14 — КПХ; 15 — ДЧВ; 16 — ДЧВ; 17 — ТЗХ; 18 — 3ДП; 19 — ДДП; 20 — усилитель РДП; 21 — усилитель канала РВД; 22 — усилитель канала РМД; 23 — сервопривод КТ; 24 — КТ

Контур РЧВ решает задачу подачи контрпара с использованием специального гидроусилителя 8 и переключающих узлов 4...7. При снижении нагрузки ГТЗА получение контрпара в РЧВ практически исключено вследствие существенной степени неравномерности регулирования ЧВ.

В последующие годы разработан ряд судовых ГТЗА с электрогидравлическими автоматическими системами управления и регулирования. Типовая структура таких систем иллюстрируется структурной схемой, представленной на рис. I-11.

Системы включают в свой состав контур регулирования ЧВ с регулируемыми органами — паровыми клапанами ТПХ и ТЗХ и контур регулирования давления в ГП, обеспечивающий, аналогично контуру РДП в предыдущей системе, поддержание давления при избыточной паропроизводительности ЯППУ за счет воздействия на КТ, а при недостаточной — на КПХ и КЗХ.

В системе предусмотрена возможность воздействия контура РДП на КПХ и КЗХ также и при избыточной паропроизводительности ЯППУ, например при отказе исполнительного механизма КТ. Контрпар в рассматриваемой электрогидравлической системе управления ГТЗА подается при переводе ЗЧВ в сторону снижения ЧВ на величину, большую степени неравномерности регулирования, без использования каких-либо коммутационных элементов за счет изменения знака электрического сигнала ошибки регулирования. При снижении нагрузки контрпар в системе практически исключен по причине, указанной выше для предыдущей системы управления и регулирования ГТЗА. В рассматриваемой системе так же, как и в предыдущей системе, имеется связь из контура РЧВ в контур РДП по модулю сигнала ошибки регулирования ЧВ для улучшения качества переходных процессов по давлению пара при изменении расходов пара через КПХ и КЗХ.

Сопоставление структурных схем и алгоритмов функционирования рассмотренных автоматических систем управления и регулирования ГТЗА позволяет выделить характерную тенденцию в процессе развития и совершенствования этих систем. Тенденция состоит в том, что структуры регуляторов ЧВ строились с постоянно возрастающей степенью использования

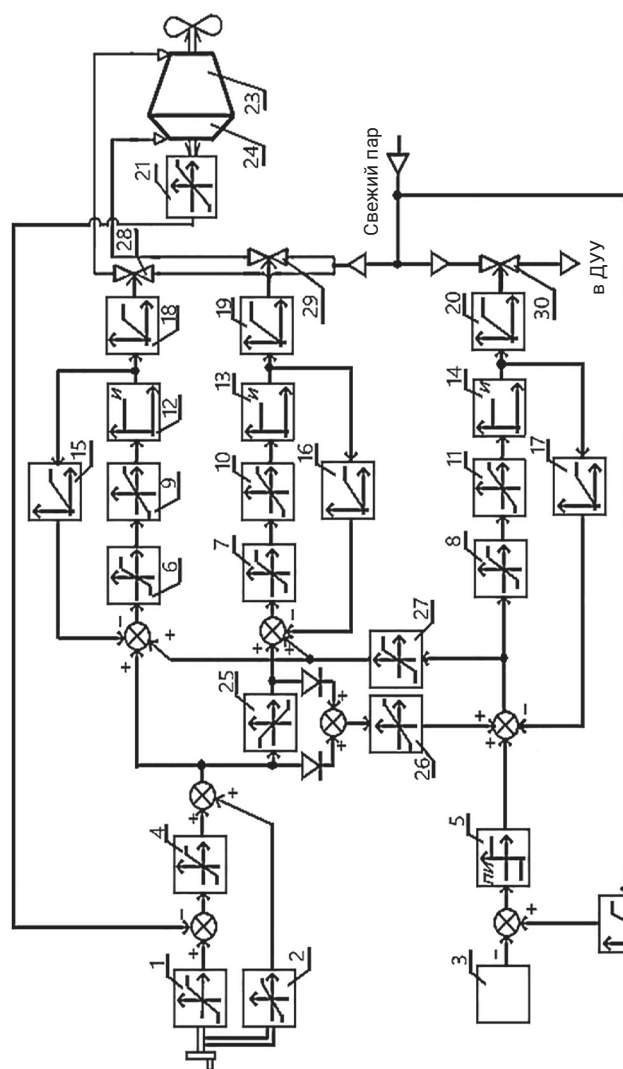


Рис. I-11. Электрогидравлическая система автоматического регулирования ЧВ ГТЗА крупнотоннажного судна с ядерной паропроизводящей частью (на рисунке не показана):

1, 2, 3 — 3ЧВ, 3П, 3ДП; 4 — усилитель рассогласования ЧВ; 5 — ПИ-усилитель рассогласования давления пара (ДП); 6, 7, 8 — усилители ПХ и 3Х РЧВ и РДП; 9, 10, 11 — электрогидравлический преобразователь (ЭГП); 12, 13, 14 — интегрирующие промежуточные сервомоторы (ПСМ) ПХ, 3Х, РЧВ и интегрирующий ПСМ РДП; 15, 16, 17 — БОС ПХ, 3Х РЧВ и БОС РДП; 18, 19, 20 — сервомоторы КПХ, КЗХ и КТ; 21, 22 — ДЧВ и ДДП; 23, 24 — ТПХ и ТЗХ; 25 — инвертор; 26, 27 — перекрестные связи между РЧВ и РДП; 28 — КПХ; 29 — КЗХ; 30 — КТ

турбины противоположного направления вращения при маневрировании судна. Если первые всережимные РЧВ допускали контрпар только при переводе ЗЧВ в поле задания противоположного направления вращения турбоагрегата, а при колебаниях ЧВ, обусловленных изменениями нагрузки на гребном валу, контрпар был полностью исключен, то в современных электрогидравлических регуляторах контрпар теоретически возможен во всем диапазоне частот вращения ГТЗА при воздействиях как со стороны ЗЧВ, так и при изменении нагрузки при превышении фактической ЧВ над заданной на величину степени неравномерности.

Кроме того, с уменьшением аккумулирующей способности паровых трактов и необходимостью использования для цели стабилизации давления в ГП специальных ограничительных регуляторов на регулирующие паровые клапаны ТПХ и ТЗХ стала дополнительно возлагаться задача ограничения недопустимых повышений давления в главном паропроводе. Эта задача решается за счет открытия либо клапана турбины противоположного направления вращения, либо одновременного открытия клапанов обеих турбин. В существующих системах управления и регулирования ГТЗА ограничительное регулирование ДП при его повышении за счет одновременного воздействия на КПХ и КЗХ носит, скорее, защитный характер. Основную функцию выполняет либо котельный регулятор — в ПЭУ с котельными ППУ, либо РДП с исполнительным органом — КТ в ЯПЭУ.

Известны публикации, касающиеся способов пуска [6] и регулирования [7] судовой турбоустановки, предусматривающих с целью ускорения процесса пуска и увеличения мощности, достигаемой на стоящем судне, вместе с повышением параметров пара за котлом впуск пара одновременно в ТПХ и ТЗХ, а в процессе маневрирования — изменение соотношения расходов пара через ТПХ и ТЗХ в переходных режимах с постепенным уменьшением паропроизводительности котла до необходимого баланса генерируемого и полезно потребляемого пара.

Способ управления судовым турбоагрегатом с одновременным впуском пара в ТПХ и ТЗХ привлекает внимание специалистов также возможностью сокращения времени и повышения качества прогрева агрегата [11, 9].

Из выполненного обзора следует, что вопросы, связанные с одновременным воздействием на ТПХ и ТЗХ в переходных режимах турбоустановки, а также в режимах ее разогрева, пуска и в аварийных ситуациях, требующих либо экстренной остановки турбоагрегата, либо предотвращения недопустимого повышения его ЧВ, являются актуальными и убеждают в необходимости исследования систем автоматического управления и регулирования, которые реализуют в максимальной степени возможности реверсивных ГТЗА, имеющих в своем составе ТПХ и ТЗХ.

Глава II

АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ СУДОВОГО ГЛАВНОГО РЕВЕРСИВНОГО ПАРОТУРБИННОГО АГРЕГАТА

§ II-1. ГЛАВНЫЙ СУДОВОЙ ТУРБОАГРЕГАТ КАК ОБЪЕКТ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Современные главные судовые турбины снабжаются автоматическими системами управления и регулирования, которые способны обеспечить выполнение требований, предъявляемых к ходовым и маневренным качествам судов с главными ПЭУ. Паротурбинными энергетическими установками, как правило, оборудуются суда относительно большого водоизмещения, требующие больших мощностей главных двигателей [37, 39]. В связи с этим главные энергетические установки (ГЭУ) таких судов имеют соотношения инерционностей своих составных частей, достаточно устойчиво повторяющиеся от судна к судну. Это дает основание полагать, а практика проектирования систем управления и регулирования ГЭУ подтверждает это предположение, что ГЭУ паротурбинных судов как объекты управления и регулирования можно отнести к одному классу, их объединяющему [22, 60].

На качество процесса управления движением судна непосредственно влияют характеристики главного двигателя, гребного винта и корпуса судна, а косвенно — характеристики источника энергии, в рассматриваемом случае — теплогенерирующей и парогенерирующей частей ПЭУ.

Наиболее распространенным типом главного двигателя в судовых ПЭУ является реверсивный ГТЗА, включающий в свой состав ТПХ и ТЗХ и работающий на ВФШ.

В общем случае судовая турбина может работать в составе гребной электрической установки с ВФШ, в которой ротор главного турбогенератора приводится во вращение турбиной,

а гребной винт — гребным электродвигателем (см. рис. I-1), а также — в составе судового ГТЗА, приводящего во вращение через редуктор гребной винт ВФШ либо ВРШ (см. рис. I-2).

Нереверсивные турбоагрегаты, используемые для привода ВРШ либо для привода электрогенераторов на судах с турбоэлектрической гребной установкой (ТЭГУ), можно представить как частные случаи реверсивного паротурбинного двигателя. В связи с этим в качестве объекта рассмотрения при дальнейшем изложении принят реверсивный ГТЗА.

На рис. II-1 представлена структурно-функциональная схема судового двигательного-движительного комплекса (ДДК): с ТЭГУ — вид *а*; с ГТЗА — вид *б*.

Исходя из функционального назначения ГТЗА — обеспечения требуемой скорости хода и маневренности судна, система управления турбоагрегатом должна обладать определенными показателями качества управления и регулирования его ЧВ как физической величины, которой в первом приближении пропорциональна скорость судна [46, 51]. В общем случае ДДК судна принято считать единым объектом управления [46, 60, 62], состоящим из двух аккумуляторов энергии — вращающейся системы «ГТЗА—валопровод—гребной винт» и корпуса судна, связанного с ней гидродинамическими характеристиками гребного винта. Общепринятое математическое описание неустановившегося движения указанной двухзвенной системы представляет собой два нелинейных дифференциальных уравнения — прямолинейного движения судна и динамики вращающейся системы:

$$T_c \frac{d\bar{V}}{dt} = \bar{P}_e - \bar{R}_c, \quad (2.1)$$

$$T_a \frac{d\bar{n}}{dt} = \bar{M}_{\text{ТПХ}} - \bar{M}_{\text{ТЗХ}} - \bar{M}_B. \quad (2.2)$$

Примечание. Уравнения (2.1) и (2.2) записаны в относительных единицах (обозначения в относительных единицах имеют черту над обозначением), за базис которых приняты номинальные значения соответствующих физических величин на переднем ходу судна: упор винта — $P_{\text{еном}}$, скорость судна — $V_{\text{ном}}$, частота вращения вала турбоагрегата — $n_{\text{ном}}$.

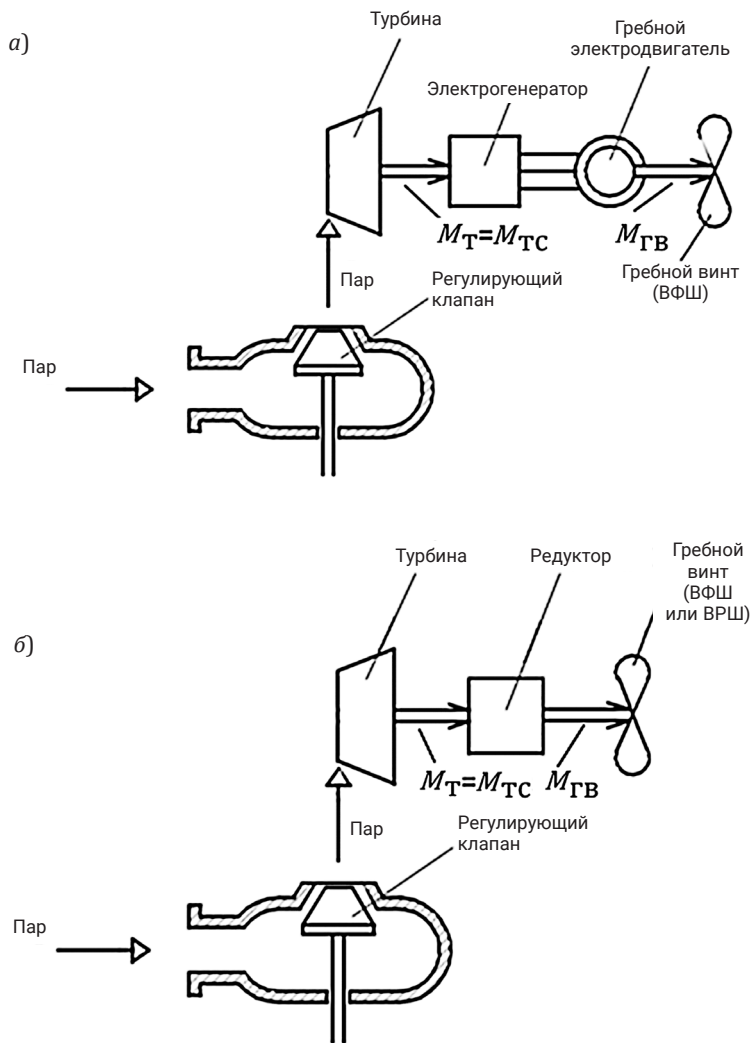


Рис. II-1. Структурно-функциональная схема ДДК:
а) с ТЭГУ; б) с ГТЗА

Вращающие моменты ТПХ и ТЗХ ($\overline{M}_{\text{ТПХ}}$, $\overline{M}_{\text{ТЗХ}}$) в конечном итоге определяют состояние ДДК, в связи с чем алгоритмы управления ТПХ и ТЗХ при маневрировании судна, которые реализуются регуляторами ГТЗА, при заданных водоизмещении судна и мощностях ТПХ и ТЗХ оказывают решающее влияние на маневренные характеристики судна. Эффективность алгоритмов управления главными двигателями, в том числе ГТЗА, с точки зрения маневренности судна может быть наглядно пояснена с помощью диаграммы состояний ДДК в координатах $\overline{n}$, $\overline{V}$ [62]. Эта диаграмма получена путем перестроения общеизвестных [46] реверсивных характеристик гребного винта $\overline{M}_B(\overline{n}, \overline{V})$ и $\overline{P}_e(\overline{n}, \overline{V})$ на плоскости « $\overline{n}, \overline{V}$ » для ряда значений $\overline{M}_B$ и $\overline{P}_e$. Любая точка на этой плоскости характеризует состояние ДДК, т. е. соответствует четырем величинам: $\overline{n}$, $\overline{V}$, $\overline{M}_B$ и $\overline{P}_e$.

Состояния реального ДДК имеют определенные ограничения, обуславливаемые предельно допустимыми значениями указанных величин или реально существующими их диапазонами изменения. На рассматриваемой диаграмме состояний ДДК указанные ограничения графически отображены замкнутой пунктирной линией, охватывающей начало координат.

На рис. II-2 представлены вид области допустимых режимов работы ДДК (граница — пунктир) и линия статических режимов работы ДДК (сплошная линия, проходящая через начало координат). Здесь же представлены различные виды траекторий режимной точки, характеризующей состояние ДДК в каждый момент времени при маневрировании судна на ПХ и различных алгоритмах управления двигателем. Очевидно, что если состояние ДДК при маневрировании будет отражаться перемещением режимной точки по границе области допустимых состояний, то маневр будет происходить в минимальное время с максимальными крутящими моментами на гребном валу и величинами тяги гребного винта.

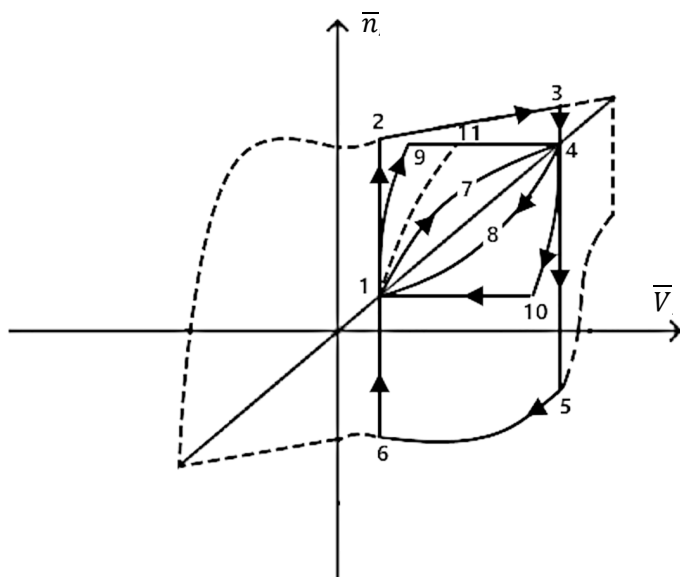


Рис. II-2. Вид траекторий режимной точки на диаграмме состояний ДДК при различных алгоритмах управления главным двигателем:

1-2-3-4 или 4-5-6-1 — управление ДДК при максимальных крутящем моменте на гребном валу и упоре гребного винта; 1-7-4 или 4-8-1 — ручное или дистанционное перемещение регулирующих органов двигателя; 1-9-4 или 4-10-1 — изменение положения ЗЧВ двигателя

Предельно возможной траекторией режимной точки при увеличении скорости судна будет 1-2-3-4, а при снижении скорости — 4-5-6-1, включающей режимы «контрвращения» гребного винта. Простейший вид управления скоростью судна путем перекладки маховиков ручного управления положениями КПХ и КЗХ отображается траекториями 1-7-4 и 4-8-1. Управление скоростью судна путем однократной перекладки оператором задатчика регулятора частоты вращения (ЗЧВ) ГТЗА отображается траекториями 1-9-4 и 4-10-1.

Таким образом, рассмотренные три вида траекторий движения режимной точки ДДК в процессе маневрирования судна характеризуют три основных алгоритма управления ДДК:

- путем ручного или дистанционного перемещения регулирующих клапанов ГТЗА,
- путем изменения положения ЗЧВ ГТЗА,
- управление, при котором создаются максимальные крутящие моменты на гребном валу и максимальные значения упора гребного винта, которое может быть реализовано, например, при автоматическом управлении и регулировании скорости судна [1, 62].

Современные судовые главные турбоагрегаты без исключения снабжаются РЧВ, имеющими одну или несколько уставок, либо всережимными — в зависимости от типа ГЭУ. По маневренным качествам, как видно из рассмотренных диаграмм, ДДК с РЧВ главного двигателя занимает промежуточное положение.

Однако практика эксплуатации судов с РЧВ ГТЗА говорит о достаточной маневренности этих судов и простоте управления ими. Вопрос о необходимости маневрирования судов без изменения направления их движения с максимальными моментами и упорами гребного винта на сегодняшний день не очевиден, тем более что такие маневры сопровождались бы частыми перегрузками валопровода, включая всю трансмиссионную линию от турбины до гребного винта.

Здесь следует отметить, что автоматическое регулирование ЧВ ГТЗА является важным фактором не только для обеспечения требуемых маневренных характеристик судна, но и для обеспечения безопасности эксплуатации собственно турбоагрегата, удобства его дистанционного управления [22]. Причем, вследствие относительно малой инерционности вращающихся масс ГТЗА, требования по быстродействию, предъявляемые к РЧВ и оговариваемые, в том числе, Правилами Российского Морского Регистра Судоходства, являются наиболее жесткими, указывающими на необходимость высокого быстродействия исполнительных механизмов регулятора. При этом быстродействие РЧВ нужно, главным образом, при отработке возмущающих воздействий, возникающих при изменении нагрузки на гребном валу и, соответственно, на валу турбины.

Управляющие воздействия, прикладываемые к ЗЧВ в процессе управления скоростью судна, не требуют столь высокого быстродействия РЧВ в связи с тем, что паротурбинные суда, из-за их большого водоизмещения, имеют времена разгона T_c значительно (на порядок и более) большие, чем времена разгона ГТЗА T_a [38, 62].

Из вышесказанного следует, что

- алгоритм управления ЧВ ГТЗА решающим образом влияет на маневренные характеристики судна при заданной мощности турбоагрегата;
- автоматическое управление ЧВ ГТЗА обеспечивает требуемую маневренность судна, а также удобство и безопасную эксплуатацию собственно турбоагрегата;
- качество регулирования ЧВ ГТЗА следует оценивать отдельно по управляющему воздействию, прикладываемому к ЗЧВ и не требующему высокого быстродействия РЧВ, и по возмущающему воздействию — изменению нагрузки на гребном винте в режиме стабилизации заданной ЧВ, обуславливающему необходимость реализации высокого быстродействия РЧВ ГТЗА.

Отмеченная выше малая инерционность вращающихся масс ГТЗА, обуславливающая необходимость высокого быстродействия РЧВ, при заданных перестановочных усилиях на штоках требует значительных мощностей исполнительных механизмов РЧВ ГТЗА. Особенно актуальной становится задача повышения быстродействия регуляторов в случае возможных скачкообразных полных разгрузок турбоагрегатов, например при отключении разобщительной муфты на линии гребных валопроводов или при срабатывании автоматической защиты электрогенераторов в ТЭГУ.

Рассматривая вопрос быстродействия РЧВ реверсивных ГТЗА, имеющих в своем составе ТПХ и ТЗХ, необходимо учитывать что реверсивный турбоагрегат обладает существенной форсировочной способностью в переходных режимах, связанных со снижением мощности агрегата, в случае рационального использования в этих режимах турбины обратного направления вращения [29] с применением контрпара, отраженного в уравнении (2.2) наличием в правой части вращающего момента $M_{ТЗХ}$.

На указанное качество реверсивных ГТЗА разработчики САР турбоагрегатов обратили внимание практически с начала применения всережимного регулирования ЧВ судовых паровых турбин. Так, на рыбопромысловой базе «Восток» РЧВ ГТЗА имел возможность подачи контрпара в процессе маневрирования ГТЗА [42, 60].

Контрпар также существенно ускоряет процесс остановки реверсивных турбоагрегатов при соответствующей организации защиты агрегата по снижению давления масла в системе смазки ГТЗА [14, 13, 2, 8, 10]. Существует японский патент [47] на устройство защиты от разгона судовой турбины, в котором при достижении предельного значения ЧВ одновременно с закрытием регулирующего клапана турбины прямого направления вращения открывается клапан турбины противоположного направления вращения.

Известно много технических решений, защищенных авторскими свидетельствами на изобретения, в которых так или иначе реализуются алгоритмы, предусматривающие в переходных режимах приложение воздействий к регулирующему органу турбины противоположного направления вращения [3, 4, 5]. В частности, известны способы управления судовыми главными турбоагрегатами, использующие при пусках и маневрировании ПТУ одновременный выпуск пара в турбины ПХ и ЗХ [6, 8].

Указанные публикации свидетельствуют об интересе к проблеме использования в переходных режимах турбин обоих направлений вращения реверсивного турбоагрегата как для целей защиты, так и в процессе регулирования ЧВ агрегата на эксплуатационных режимах.

Отличительной особенностью судовых ПЭУ является соизмеримость мощностей источника энергии — ППУ и основного потребителя энергии — главного турбоагрегата, а также существенное различие в скоростях протекания физических процессов при генерировании и потреблении энергии. Причем различие это носит неблагоприятный характер, когда источник имеет возможность изменять свою производительность со значительно

меньшей скоростью, чем возможно изменение потребления энергии. Указанное соотношение требует оснащения ППУ специальными регуляторами давления в ГП.

Следует отметить, что при одновременном воздействии в переходных режимах на регулирующие клапаны ТПХ и ТЗХ в процессе управления ЧВ турбоагрегата можно существенно уменьшить колебания давления в ГП как при изменении задающего воздействия, так и при изменении возмущающих воздействий, прикладываемых к САР ЧВ ГТЗА. Такой вид управления регулирующими клапанами ТПХ и ТЗХ расширяет границы функционального назначения турбин ПХ и ЗХ, которые, помимо обеспечения требуемой маневренности судна, начинают активно участвовать в процессе управления собственно ПТУ.

При одновременном воздействии на регулирующие клапаны ПХ и ЗХ возникают дифференциальные (разностные) вращающие моменты ТПХ и ТЗХ. В соответствии с этим алгоритм регулирования реверсивного ГТЗА с одновременным воздействием на ТПХ и ТЗХ, а также САР, реализующую указанный алгоритм, при дальнейшем изложении будем называть дифференциальными.

Однако, несмотря на важность проблемы управления реверсивным ГТЗА с максимальным использованием его динамических возможностей как двухтурбинного привода, теоретические работы, посвященные разработке и исследованию систем автоматического управления реверсивными ГТЗА с одновременным воздействием на ТПХ и ТЗХ в переходных режимах, практически отсутствуют.

Одним из путей повышения эффективности современных ПТУ, учитывая многообразие и относительно малую серийность установок, проектируемых для судов различного назначения и условий плавания с ППУ разных типов, является унификация их систем управления и регулирования.

В настоящее время широкое применение для целей управления и регулирования ПТУ находят системы с электрическими входными, усилительными и преобразовательными узлами и гидравлическими либо электромеханическими исполнительными механизмами регуляторов. Такое построение САР способствует их унификации, особенно в электрической части, на кото-

рую не сказываются характеристики турбоагрегата, зависящие в том числе от его мощности, а также вид используемых в силовой части регуляторов рабочих сред.

При проектировании регуляторов ГТЗА с использованием принципа агрегатирования оказывается целесообразным выделение электрической части регулятора в самостоятельное агрегатированное изделие. При этом уровень унификации электрической части регулятора будет зависеть как от рационального деления ее на составные части и их унификации, так и от степени алгоритмической унификации САР.

Здесь следует отметить, что построение САР с применением программно-аппаратных средств цифровой техники в решающей части системы не умаляют задачу алгоритмической унификации систем управления различными паротурбинными установками.

§ II-2. ГЛАВНЫЙ ПАРОПРОВОД КАК ОБЪЕКТ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Особенностью судовой ГЭУ является соизмеримость мощностей источника и потребителя энергии, в нашем случае — паропроизводящей и паротурбинной частей ГЭУ. В связи с этим существенное, а в некоторых случаях — определяющее влияние на маневренные качества судна оказывают допустимые скорости изменения мощностных режимов паропроизводящей части ГЭУ. Поэтому динамические возможности ДДК, как правило, рассматривают с учетом взаимодействия паропроизводящей и паротурбинной частей ГЭУ.

Одним из основных требований, предъявляемых к парозергетическим установкам, является постоянство заданного давления в ГП, связывающем указанные выше составные части установки. Математическое описание ГП как одноаккумуляторного объекта регулирования можно представить в виде нелинейного дифференциального уравнения [35]:

$$R_v \frac{d\bar{P}}{dt} = \bar{G}_{\text{ппу}} - \bar{G}_T, \quad (2.3)$$

откуда следует, что для стабилизации ДП необходимо иметь

$$\frac{d\bar{P}}{dt} = \frac{\bar{G}_{\text{ППУ}} - \bar{G}_T}{R_v} = 0. \quad (2.4)$$

Примечание. Уравнения (2.3) и (2.4) и уравнения далее записаны в относительных единицах, за базис которых приняты номинальные значения соответствующих физических величин: паропроизводительность ППУ — $G_{\text{ППУ ном}}$, расход пара в ТПХ — $\bar{G}_T$, давление в ГП — $P_{\text{ном}}$.

Для поддержания ДП на заданном уровне при изменениях режимов работы ГТЗА, обуславливающих изменения потребления пара, необходимо выполнение равенства

$$\bar{G}_{\text{ППУ}} = \bar{G}_T,$$

что является основным функциональным назначением регуляторов ППУ.

Если в установившихся режимах работы ПЭУ это условие выполнить достаточно просто, то в переходных режимах стабилизация ДП сопряжена со значительными трудностями. Это обусловлено имеющим место ограничением скорости изменения паропроизводительности [60], а также требованием по стабилизации работы паропроизводящей части ПЭУ, что в большой степени относится к ЯППУ. Современные судовые главные ПЭУ, обладающие малыми аккумулирующими способностями паровых трактов, оборудуются специальными РДП, которые в ПЭУ с котельной паропроизводящей частью воздействуют на регулирующие клапаны ТПХ и ТЗХ как при избытке, так и при недостатке паропроизводительности, в ЯПЭУ — при недостаточной производительности воздействуют на КПХ и КЗХ, а при ее избытке — на КТ, сбрасывающий пар через дроссельно-увлажняющее устройство (ДУУ) в главный конденсатор [60].

Уравнение ГП с учетом наличия КТ можно записать:

$$R_v \frac{d\bar{P}}{dt} = \bar{G}_{\text{ППУ}} - \bar{G}_T - \bar{G}_{\text{КТ}}, \quad (2.5)$$

откуда следует, что для поддержания заданного давления в ГП и одновременной стабилизации работы ЯППУ необходимо иметь

$$\overline{G}_{\text{ППУ}} = \overline{G}_T + \overline{G}_{\text{КТ}}.$$

Инерционность ГП относительно мала, время R_v для различных судов изменяется в пределах (1...3) с, что накладывает жесткие требования на быстродействие РДП. Рассматривая судовую главную ПЭУ как единый многоаккумуляторный объект управления, а ГП — как динамическое звено, связывающее ППУ с ДДК, основные возмущающие воздействия, прикладываемые к ГП, можно разделить на два вида:

- изменения расхода пара, обуславливаемые управляющими воздействиями, прикладываемыми оператором к задатчику РЧВ ГТЗА в режимах маневрирования судна,
- изменения расхода пара, обуславливаемые регулирующими воздействиями РЧВ, вследствие изменений нагрузки на гребном винте.

Оговорим при этом, что управляющее воздействие РДП считаем неизменным, т. к. основным режимом его работы является стабилизация заданного давления. Возмущающими воздействиями на ГП, обуславливаемыми подключением и отключением дополнительных потребителей, пренебрегаем вследствие относительно малой их величины.

Особенностями указанных двух видов возмущений ГП являются значения их изменений и характер изменений во времени. Первый вид характерен возможными большими изменениями расхода пара, которые могут достигать 100% номинальной паропроизводительности ППУ. При этом их зависимость от времени, как правило, носит близкий к линейному характер. Второй из названных вид возмущений обуславливается, главным образом, качкой судна при волнении моря, носит близкий к периодическому характер и имеет ограниченный диапазон изменения расхода пара, не превышающий (40...50)% номинальной паропроизводительности ППУ [41, 55].

В ПЭУ с котельной паропроизводящей частью РДП, воздействующий на регулирующие клапаны турбоагрегата, предотвращает недопустимые отклонения ДП от заданной величины, но при этом снижает маневренность ГТЗА при переключке ЗЧВ в сторону увеличения ЧВ.

В ЯППУ, где для поддержания ДП предусмотрен специальный регулирующий орган — КТ, РДП в пределах имеющейся паропроизводительности ЯППУ практически не ухудшает маневренность ГТЗА и судна. Основное возмущение на ГП можно контролировать довольно точно, если измерять величину открытия регулирующего клапана турбины. Это позволяет при относительно низком быстродействии РДП, определяемом временем исполнительного механизма, мало отличающимся от времени ГП, используя принципы построения инвариантных систем регулирования [20, 53], добиться требуемого качества регулирования давления в ГП.

Наличие избыточной паропроизводительности ЯППУ, обеспечивающей высокую маневренность судна, существенно снижает экономичность установки. С целью повышения экономичности в ЯППУ предусматривают возможность автоматического поддержания баланса генерируемого и полезно потребляемого пара в установке [24, 26]. На этих режимах, называемых, как правило, режимами совместного управления ЯППУ и ГТЗА, в отличие от режимов раздельного управления ЯППУ и ГТЗА, при наличии избытка паропроизводительности приобретают актуальность вопросы, связанные со снижением скорости разгона судна вследствие ограниченности скорости изменения мощности ЯППУ, а также вопросы, связанные с необходимостью ограничения возмущений, поступающих от ГТЗА на ЯППУ при качке судна на волнении [55].

Следовательно, режимы совместного управления ППУ и ГТЗА в ЯПЭУ сходны с режимами управления ПЭУ с котельной паропроизводящей частью. На диаграмме состояний ДДК (см. рис. II-2) можно отобразить влияние замедленности процессов изменения мощности ППУ на маневренность судна несимметричной петлёй 1-11-4-10-1. Криволинейный треугольник 1-9-11 характеризует степень ухудшения маневренности судна при разгоне.

Итак, из вышесказанного можно заключить, что

1) особенностью судовой главной ПЭУ является соизмеримость мощностей источника и потребителя энергии — паропроизводящей и паротурбинной частей установки;

2) поддержание заданного давления в ГП является достаточно сложной задачей, требующей принятия компромиссных решений в связи с различными скоростями протекания процессов в ППУ и ГТЗА;

3) основные возмущающие воздействия, прикладываемые к ГП, в зависимости от первопричины и характера изменений их во времени, можно разделить на:

- возмущения, появляющиеся вследствие изменения оператором заданной ЧВ ГТЗА и характеризующиеся величиной, которая в зависимости от глубины маневра может достигать 100% номинальной производительности,
- возмущения, обуславливаемые регулируемыми воздействиями РЧВ при изменениях нагрузки на гребном валу, главным образом, при качке судна на волнении, и имеющие относительно небольшую величину и характер изменения во времени, близкий к периодическому;

4) автоматическое регулирование давления в ГП, предусматриваемое в современных ПЭУ с котельной паропроизводящей частью и в ЯПЭУ при совместном управлении ППУ и ГТЗА, сопряжено с частичным снижением маневренности судна вследствие ограниченности скорости изменения мощности ППУ.

ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ РЕВЕРСИВНОГО ГТЗА

§ III-1. ОСОБЕННОСТИ РЕГУЛИРОВАНИЯ РЕВЕРСИВНОГО ГТЗА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ ВРАЩАЮЩИХ МОМЕНТОВ ТПХ И ТЗХ

Рассматривая в совокупности задачи управления и регулирования ЧВ ГТЗА и регулирование давления в ГП, подойдем к указанным двум объектам регулирования (ГТЗА и ГП) как к единому объекту с двумя регулируемыми величинами. Такой подход позволит наиболее полно оценить возможности, имеющиеся в этой двухобъектной системе для решения задачи автоматизации управления протекающими в ней процессами.

Как следует из сказанного в § II-1, САР ГТЗА находится в наиболее жестких условиях на режимах стабилизации ЧВ при изменении нагрузки на гребном валу. В современных САР ГТЗА, в том числе рассмотренных в § I-3, эти режимы осуществляются в соответствии с алгоритмом, по которому ЧВ поддерживается на заданном уровне за счет соответствующих изменений вращающего момента турбины только прямого направления вращения. Назовем этот алгоритм «первым» (условно).

Лишь при скачкообразной полной разгрузке ГТЗА на номинальной ЧВ, вследствие недостаточного быстродействия исполнительных механизмов, возможно открытие регулирующего клапана турбины противоположного направления, т. е. возникновение контрпара.

Однако в регулировании ГТЗА, имеющих в своем составе ТПХ и ТЗХ, существует возможность реализации алгоритма, при котором процесс регулирования в режимах стабилизации ЧВ будет осуществляться с использованием разностных, или — дифференциальных вращающих моментов ТПХ и ТЗХ [7, 12, 16]. Назовем данный алгоритм «вторым» (условно).

Произведем аналитическую оценку первого и второго алгоритмов, сопоставляя моментные нагрузки на вале турбины, возникающие в обоих случаях в процессе регулирования, а также с точки зрения минимума влияния процесса регулирования ЧВ ГТЗА на процесс регулирования давления в ГП. Анализ будем проводить на режимах ПХ, как наиболее характерном эксплуатационном режиме ГТЗА.

ГТЗА и ГП как единый объект регулирования можно описать при общепринятых [35, 60] допущениях двумя дифференциальными (II.2) и (II.3) и шестью алгебраическими уравнениями:

$$\left\{ \begin{array}{l} T_a \frac{d\bar{n}}{dt} = \bar{M}_{ТПХ} - \bar{M}_{ТЗХ} - \bar{M}_B; \\ R_v \frac{d\bar{P}}{dt} = \bar{G}_{ППУ} - \bar{G}_{КПХ} - \bar{G}_{КЗХ} - \bar{G}_{КТ}; \\ \bar{M}_{ТПХ} = \bar{G}_{ТПХ} [\mu_{ПХ} - (\mu_{ПХ} - 1) \bar{n}]; \\ \bar{M}_{ТЗХ} = \bar{G}_{ТЗХ} \frac{\bar{M}_{ТЗХ \text{ ном}}}{\bar{G}_{ТЗХ \text{ ном}}} \left[\mu_{ЗХ} + (\mu_{ЗХ} - 1) \frac{\bar{n}}{\bar{n}_{ЗХ \text{ ном}}} \right]; \\ \bar{M}_B = \bar{L} \bar{n}^2; \\ \bar{G}_{ТПХ} = \bar{G}_{КПХ} = \bar{P} \left[\bar{G}_{КПХ}^* (\bar{m}_{ПХ}) \right]; \\ \bar{G}_{ТЗХ} = \bar{G}_{КЗХ} = \bar{P} \left[\bar{G}_{КЗХ}^* (\bar{m}_{ЗХ}) \right]; \\ \bar{G}_{КТ} = \bar{P} \left[\bar{G}_{КТ}^* (\bar{m}_{КТ}) \right]. \end{array} \right. \quad (3.1)$$

Примечания. 1. При записи в относительных единицах физических величин, применительно к ТЗХ, использованы базисы ТПХ как общие для ТПХ и ТЗХ.

2. В связи с тем, что для рассматриваемых в работе вопросов существенным является свойство реверсивности ГТЗА, точнее — наличие в его составе ТПХ и ТЗХ, для рассмотрения принята упрощенная модель турбины — без отборов пара, без промежуточного перегрева пара и с пренебрежимо малыми паровыми объемами между КПХ, КЗХ и соплами.

Приведенные выше дифференциальные уравнения можно записать в отклонениях переменных от установившихся режимных точек $\bar{n}_0$ и $\bar{P}_0$, в которых осуществляется стабилизация регулируемых величин на заданных значениях:

$$\begin{cases} T_a \frac{d\bar{n}}{dt} = \Delta\bar{M}_{ТПХ} - \Delta\bar{M}_{ТЗХ} - \Delta\bar{M}_B; \\ R_v \frac{d\bar{P}}{dt} = \Delta\bar{G}_{ППУ} - \Delta\bar{G}_{ТПХ} - \Delta\bar{G}_{ТЗХ} - \Delta\bar{G}_{КТ}. \end{cases} \quad (3.2)$$

При функционировании САР ГТЗА по первому алгоритму, при котором управление осуществляется с подачей пара только в ТПХ, т. е. $\Delta\bar{M}_{ТЗХ} = 0$ и $\Delta\bar{G}_{ТЗХ} = 0$, система уравнений (3.2) примет вид

$$\begin{cases} T_a \frac{d\bar{n}}{dt} = \Delta\bar{M}_{ТПХ} - \Delta\bar{M}_B; \\ R_v \frac{d\bar{P}}{dt} = \Delta\bar{G}_{ППУ} - \Delta\bar{G}_{ТПХ} - \Delta\bar{G}_{КТ}. \end{cases} \quad (3.3)$$

В рассматриваемых режимах стабилизации в идеальном случае переменные в левых частях уравнений не должны изменяться, т. е. их производные должны быть равны 0:

$$\frac{d\bar{n}}{dt} = \frac{d\bar{P}}{dt} = 0.$$

Соответственно, при функционировании САР по первому алгоритму обнуляются правые части системы уравнений (3.3):

$$\begin{cases} \Delta\bar{M}_{ТПХ} - \Delta\bar{M}_B = 0; \\ \Delta\bar{G}_{ППУ} - \Delta\bar{G}_{ТПХ} - \Delta\bar{G}_{КТ} = 0, \end{cases} \quad (3.4)$$

а при функционировании САР по второму из указанных выше алгоритмов регулирования объекта «ГТЗА — ГП» будет иметь место система уравнений

$$\begin{cases} \Delta\bar{M}_{ТПХ} - \Delta\bar{M}_{ТЗХ} - \Delta\bar{M}_B = 0; \\ \Delta\bar{G}_{ППУ} - \Delta\bar{G}_{ТПХ} - \Delta\bar{G}_{ТЗХ} - \Delta\bar{G}_{КТ} = 0. \end{cases} \quad (3.5)$$

В связи с относительно малой маневренностью ППУ (скорости изменения ее мощностных режимов), а также принимая во внимание требование по стабилизации режимов работы ППУ, будем считать, что в рассматриваемых режимах стабилизации ЧВ ГТЗА $\bar{G}_{\text{ППУ}} = \text{const}$, т. е. $\Delta \bar{G}_{\text{ППУ}} = 0$.

Подставляя в (3.4) и (3.5) выражения для $\Delta \bar{M}_{\text{ТПХ}}$ и $\Delta \bar{M}_{\text{ТЗХ}}$ из (3.1) и считая, что отклонения момента сопротивления гребного винта при неизменной ЧВ в режиме ее стабилизации, согласно известным соотношениям, можно записать как $\Delta \bar{M}_{\text{В}} = \Delta \bar{L} \bar{n}_0^2$, получим

- при регулировании по первому алгоритму ($\Delta \bar{M}_{\text{ТЗХ}} = 0$):

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta \bar{M}'_{\text{ТПХ}} = \Delta \bar{G}'_{\text{ТПХ}} [\mu_{\text{ПХ}} - (\mu_{\text{ПХ}} - 1) \bar{n}_0] = \Delta \bar{L} \bar{n}_0^2; \\ \Delta \bar{G}'_{\text{КТ}} = -\Delta \bar{G}'_{\text{ТПХ}} = \frac{\bar{n}_0^2}{\mu_{\text{ПХ}} - (\mu_{\text{ПХ}} - 1) \bar{n}_0} \Delta \bar{L}; \end{array} \right. \quad (3.6)$$

- при регулировании по второму алгоритму

$$\Delta \bar{M}_{\text{ТПХ}} - \Delta \bar{M}_{\text{ТЗХ}} = \Delta \bar{M}_{\text{В}},$$

после подстановок

$$\Delta \bar{M}_{\text{ТПХ}} = \Delta \bar{G}_{\text{ТПХ}} [\mu_{\text{ПХ}} - (\mu_{\text{ПХ}} - 1) \bar{n}_0],$$

$$\Delta \bar{M}_{\text{ТЗХ}} = \Delta \bar{G}_{\text{ТЗХ}} \frac{\bar{M}_{\text{ТЗХ ном}}}{\bar{G}_{\text{ТЗХ ном}}} \left[\mu_{\text{ЗХ}} + (\mu_{\text{ЗХ}} - 1) \frac{\bar{n}_0}{\bar{n}_{\text{ЗХ ном}}} \right],$$

$$\Delta \bar{M}_{\text{В}} = \Delta \bar{L} \bar{n}_0^2$$

получаем:

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta \bar{M}_{\text{ТПХ}} = \frac{\Delta \bar{L} \bar{n}_o^2 - \Delta \bar{G}_{\text{КТ}} \frac{\bar{M}_{\text{ТЗХ ном}}}{\bar{G}_{\text{ТЗХ ном}}} \left[\mu_{3\text{Х}} + (\mu_{3\text{Х}} - 1) \frac{\bar{n}_o}{\bar{n}_{3\text{Х ном}}} \right]}{1 + \frac{\bar{M}_{\text{ТЗХ ном}}}{\bar{G}_{\text{ТЗХ ном}}} \frac{\mu_{3\text{Х}} + (\mu_{3\text{Х}} - 1) \frac{\bar{n}_o}{\bar{n}_{3\text{Х ном}}}}{\mu_{\text{ПХ}} - (\mu_{\text{ПХ}} - 1) \bar{n}_o}} \\ \Delta \bar{G}_{\text{КТ}} = \frac{\Delta \bar{L} \bar{n}_o^2}{\frac{\bar{M}_{\text{ТЗХ ном}}}{\bar{G}_{\text{ТЗХ ном}}} \left[\mu_{3\text{Х}} + (\mu_{3\text{Х}} - 1) \frac{\bar{n}_o}{\bar{n}_{3\text{Х ном}}} \right]} - \\ - \Delta \bar{G}_{\text{ТПХ}} \left[\frac{\mu_{\text{ПХ}} - (\mu_{\text{ПХ}} - 1) \bar{n}_o}{\frac{\bar{M}_{\text{ТЗХ ном}}}{\bar{G}_{\text{ТЗХ ном}}} \left[\mu_{3\text{Х}} + (\mu_{3\text{Х}} - 1) \frac{\bar{n}_o}{\bar{n}_{3\text{Х ном}}} \right]} + 1 \right]. \end{array} \right. \quad (3.7)$$

($\Delta \bar{G}_{\text{КТ}}$ определено из выражения для $\Delta \bar{M}_{\text{ТПХ}}$).

Введем в рассмотрение коэффициент a , связывающий отклонения расходов пара в ТПХ и ТЗХ выражением $\Delta \bar{G}_{\text{ТЗХ}} = -a \Delta \bar{G}_{\text{ТПХ}}$ и показывающий, в каком соотношении находятся отклонения расходов пара в ТПХ и ТЗХ в процессе регулирования. Далее, воспользовавшись (3.5) с учетом $\bar{G}_{\text{ППУ}} = 0$, запишем

$$\Delta \bar{G}_{\text{КТ}} = -\Delta \bar{G}_{\text{ТПХ}} - \Delta \bar{G}_{\text{ТЗХ}} = (a - 1) \Delta \bar{G}_{\text{ТПХ}}. \quad (3.8)$$

После подстановки (3.8) в (3.7) и несложных преобразований получим

$$\Delta \bar{M}_{\text{ТПХ}} = \frac{\Delta \bar{L} \bar{n}_o^2 + (1 - a) \frac{\Delta \bar{M}_{\text{ТПХ}}}{\mu_{\text{ПХ}} - (\mu_{\text{ПХ}} - 1) \bar{n}_o} \frac{\bar{M}_{\text{ТЗХ ном}}}{\bar{G}_{\text{ТЗХ ном}}} \left[\mu_{3\text{Х}} + (\mu_{3\text{Х}} - 1) \frac{\bar{n}_o}{\bar{n}_{3\text{Х ном}}} \right]}{1 + \frac{\bar{M}_{\text{ТЗХ ном}}}{\bar{G}_{\text{ТЗХ ном}}} \frac{\mu_{3\text{Х}} + (\mu_{3\text{Х}} - 1) \frac{\bar{n}_o}{\bar{n}_{3\text{Х ном}}}}{\mu_{\text{ПХ}} - (\mu_{\text{ПХ}} - 1) \bar{n}_o}},$$

откуда

$$\Delta \bar{M}_{\text{ТПХ}} = \frac{\Delta \bar{L} \bar{n}_o^2}{1 + a \frac{\bar{M}_{\text{ТЗХ ном}}}{\bar{G}_{\text{ТЗХ ном}}} \frac{\mu_{\text{ЗХ}} + (\mu_{\text{ЗХ}} - 1) \frac{\bar{n}_o}{\bar{n}_{\text{ЗХ ном}}}}{\mu_{\text{ПХ}} - (\mu_{\text{ПХ}} - 1) \bar{n}_o}}. \quad (3.9)$$

При этом

$$\begin{aligned} \Delta \bar{M}_{\text{ТЗХ}} &= \Delta \bar{M}_{\text{ТПХ}} - \Delta \bar{M}_{\text{В}} = \\ &= - \frac{\Delta \bar{L} \bar{n}_o^2}{\frac{1}{a \frac{\bar{M}_{\text{ТЗХ ном}}}{\bar{G}_{\text{ТЗХ ном}}} \frac{\mu_{\text{ЗХ}} + (\mu_{\text{ЗХ}} - 1) \frac{\bar{n}_o}{\bar{n}_{\text{ЗХ ном}}}}{\mu_{\text{ПХ}} - (\mu_{\text{ПХ}} - 1) \bar{n}_o}} + 1}. \end{aligned} \quad (3.10)$$

Проведем анализ полученных выражений.

Сопоставление моментных нагрузок на турбины при регулировании по обоим из рассмотренных алгоритмов проведем, приняв за критерий минимум влияния изменения момента сопротивления гребного винта на вращающий момент ТПХ. При этом будем сравнивать абсолютные величины производных

$$\left| \frac{d\bar{M}_{\text{ТПХ}}}{d\bar{L}} \right| \quad \text{и} \quad \left| \frac{d\bar{M}_{\text{ТЗХ}}}{d\bar{L}} \right|,$$

аналогично приему, используемому при оценке чувствительности систем [50].

Используя уравнения (3.6), (3.9) и (3.10), найдем искомые абсолютные величины производных:

– при регулировании по первому алгоритму

$$\left| \frac{d\bar{M}'_{\text{ТПХ}}}{d\bar{L}} \right| = \bar{n}_o^2, \quad \left| \frac{d\bar{M}'_{\text{ТЗХ}}}{d\bar{L}} \right| = 0; \quad (3.11)$$

– при регулировании по второму алгоритму

$$\left\{ \begin{array}{l} \left| \frac{d\bar{M}_{\text{ТПХ}}}{d\bar{L}} \right| = \frac{\bar{n}_o^2}{1 + a \frac{\bar{M}_{\text{ТЗХ ном}}}{\bar{G}_{\text{ТЗХ ном}}} \frac{\mu_{\text{ЗХ}} + (\mu_{\text{ЗХ}} - 1) \frac{\bar{n}_o}{\bar{n}_{\text{ЗХ ном}}}}{\mu_{\text{ПХ}} - (\mu_{\text{ПХ}} - 1) \bar{n}_o}}, \\ \left| \frac{d\bar{M}_{\text{ТЗХ}}}{d\bar{L}} \right| = \frac{\bar{n}_o^2}{1 + \left[a \frac{\bar{M}_{\text{ТЗХ ном}}}{\bar{G}_{\text{ТЗХ ном}}} \frac{\mu_{\text{ЗХ}} + (\mu_{\text{ЗХ}} - 1) \frac{\bar{n}_o}{\bar{n}_{\text{ЗХ ном}}}}{\mu_{\text{ПХ}} - (\mu_{\text{ПХ}} - 1) \bar{n}_o} \right]^{-1}}. \end{array} \right. \quad (3.12)$$

Из полученных выражений можно легко доказать следующие неравенства с учетом $\mu_{\text{ПХ}} > 1$ и $\mu_{\text{ЗХ}} > 1$ (см., например, [38]):

$$\left| \frac{d\bar{M}_{\text{ТПХ}}}{d\bar{L}} \right| \leq \left| \frac{d\bar{M}'_{\text{ТПХ}}}{d\bar{L}} \right| \text{ и } \left| \frac{d\bar{M}_{\text{ТЗХ}}}{d\bar{L}} \right| \geq \left| \frac{d\bar{M}'_{\text{ТЗХ}}}{d\bar{L}} \right| = 0$$

при любых значениях a в области определения ($0 \leq a \leq 1$).

Таким образом, процесс регулирования в режиме стабилизации ЧВ ГТЗА по первому алгоритму характеризуется бóльшими отклонениями вращающего момента ТПХ, чем при регулировании по второму алгоритму для одних и тех же отклонений момента сопротивления гребного винта. Уменьшение отклонений вращающего момента ТПХ при регулировании по второму алгоритму достигается за счет частичной компенсации рассматриваемого возмущения ТЗХ.

Произведем приближенную количественную оценку производных

$$\left| \frac{d\bar{M}_{\text{ТПХ}}}{d\bar{L}} \right|, \left| \frac{d\bar{M}'_{\text{ТПХ}}}{d\bar{L}} \right|, \left| \frac{d\bar{M}_{\text{ТЗХ}}}{d\bar{L}} \right| \text{ и } \left| \frac{d\bar{M}'_{\text{ТЗХ}}}{d\bar{L}} \right|.$$

Для этого примем для постоянных величин в (3.12) наиболее распространенные усредненные их значения [39]:

$$\bar{M}_{\text{ТЗХ ном}} \approx 0,57; \bar{n}_{\text{ТЗХ ном}} \approx 0,7; \bar{G}_{\text{ТЗХ ном}} \approx 0,8; \mu_{\text{ПХ}} \approx \mu_{\text{ЗХ}} \approx 2.$$

При этом получим

$$\left| \frac{d\bar{M}_{\text{ТПХ}}}{d\bar{L}} \right| = \frac{\bar{n}_0^2}{1 + a \frac{0,57}{0,8} \frac{2 + (2-1) \frac{\bar{n}_0}{0,7}}{2 - (2-1) \bar{n}_0}} = \frac{\bar{n}_0^2}{1 + a \frac{1,43 + 1,018\bar{n}_0}{2 - \bar{n}_0}},$$

$$\left| \frac{d\bar{M}_{\text{ТЗХ}}}{d\bar{L}} \right| = \frac{\bar{n}_0^2}{1 + \left[a \frac{0,57}{0,8} \frac{2 + (2-1) \frac{\bar{n}_0}{0,7}}{2 - (2-1) \bar{n}_0} \right]^{-1}} = \frac{\bar{n}_0^2}{1 + \frac{2 - \bar{n}_0}{a(1,43 + 1,018\bar{n}_0)}}.$$

Полученные зависимости проиллюстрированы кривыми на рис. III-1, показывающие характер изменения влияния отклонения нагрузки ГТЗА на вращающие моменты ТПХ и ТЗХ в процессе регулирования ЧВ при разных заданных ее значениях.

Для наглядного представления степени снижения влияния изменений момента сопротивления гребного винта на вращающий момент ТПХ в процессе регулирования ЧВ за счет включения в процесс регулирования ТЗХ на рис. III-2 построены графики зависимостей

$$K_M = \frac{\left| \frac{d\bar{M}'_{\text{ТПХ}}}{d\bar{L}} \right|}{\left| \frac{d\bar{M}_{\text{ТПХ}}}{d\bar{L}} \right|} = 1 + a \frac{1,43 + 1,018 \bar{n}_0}{2 - \bar{n}_0},$$

которые указывают на существенность этого снижения, имеющего наибольшие значения при $a = 1$ и изменяющегося в пределах

$$K_M \approx (0 \dots 1,8) \text{ при } \bar{n}_0 = 0,2 \text{ до } K_M \approx (0 \dots 3,5) \text{ при } \bar{n}_0 = 1.$$

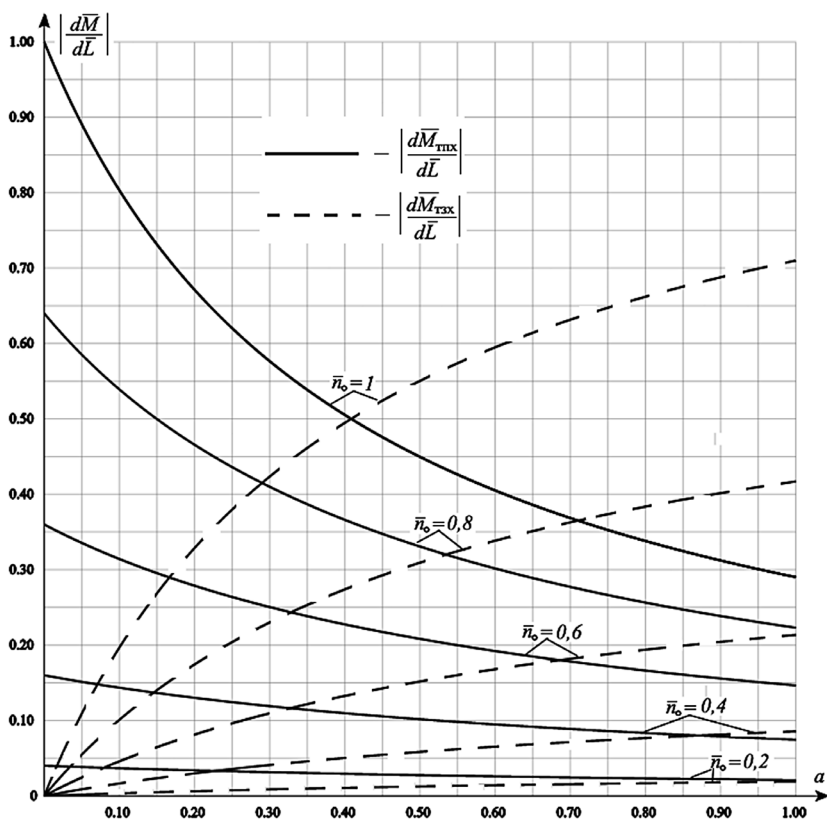


Рис. III-1. Изменение влияния нагрузки ГТЗА на моменты турбин в зависимости от соотношения расходов пара в ТПХ и ТЗХ в процессе регулирования ЧВ при разных заданных ее значениях

Итак, из вышесказанного можно заключить, что осуществление процесса регулирования ГТЗА на режимах стабилизации ЧВ по алгоритму, предусматривающему организацию дифференциальных вращающих моментов ТПХ и ТЗХ, позволяет значительно снизить отклонения моментной нагрузки на ТПХ при изменениях нагрузки на гребном винте за счет отработки этого возмущения одновременно ТПХ и ТЗХ.

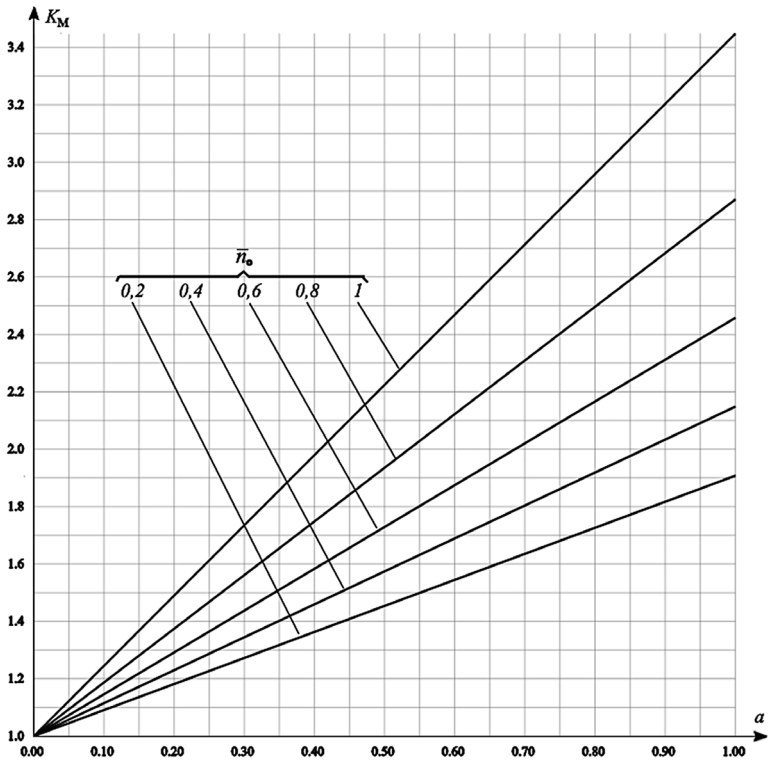


Рис. III-2. График K_M в зависимости от соотношения отклонений расходов пара в ТПХ и ТЗХ в процессе регулирования ЧВ при разных заданных ее значениях

Полученные результаты позволяют также предположить, что одновременность отработки возмущений турбинами ПХ и ЗХ в режиме стабилизации ЧВ ГТЗА, в частности, при переменных нагрузках на гребном винте в условиях волнения моря, благоприятно скажется на ресурсных характеристиках исполнительных механизмов САР в связи с более равномерной выработкой ресурсов исполнительных механизмов ТПХ и ТЗХ за счет уменьшения амплитуд вынужденных колебаний механизмов ПХ при появлении колебаний механизмов ЗХ.

Рассмотрим теперь особенности алгоритма регулирования ГТЗА с организацией дифференциальных вращающих моментов ТПХ и ТЗХ с точки зрения влияния процесса регулирования ЧВ ГТЗА на процесс регулирования давления в ГП.

Для этого сопоставим уравнения для отклонений расходов пара $\Delta \bar{G}'_{КТ}$ и $\Delta \bar{G}_{КТ}$ в (3.6) и (3.7). Из (3.6) видно, что при регулировании ГТЗА без участия ТЗХ для поддержания заданного ДП $\Delta \bar{G}'_{КТ} \neq 0$, если $\Delta \bar{G}_{ТПХ} \neq 0$, т. е. в этом случае обязательным является наличие изменений расхода пара через КТ либо соответствующих изменений паропроизводительности ППУ — при отсутствии КТ. Используя ранее введенный коэффициент

$$a = -\frac{\Delta \bar{G}_{ТЗХ}}{\Delta \bar{G}_{ТПХ}},$$

подставим (3.8) в уравнение для $\Delta \bar{G}_{КТ}$ в (3.7) и выразим из него $\Delta \bar{G}_{ТПХ}$, а также запишем выражения для $\Delta \bar{G}_{ТЗХ}$ и $\Delta \bar{G}_{КТ}$:

$$\Delta \bar{G}_{ТПХ} = \frac{\Delta \bar{L} \bar{n}_o^2}{\mu_{ПХ} - (\mu_{ПХ} - 1) \bar{n}_o + a \frac{\bar{M}_{ТЗХ \text{ ном}}}{\bar{G}_{ТЗХ \text{ ном}}} \left[\mu_{ЗХ} + (\mu_{ЗХ} - 1) \frac{\bar{n}_o}{\bar{n}_{ЗХ \text{ ном}}} \right]}, \quad (3.13)$$

$$\Delta \bar{G}_{ТЗХ} = \frac{-a \Delta \bar{L} \bar{n}_o^2}{\mu_{ПХ} - (\mu_{ПХ} - 1) \bar{n}_o + a \frac{\bar{M}_{ТЗХ \text{ ном}}}{\bar{G}_{ТЗХ \text{ ном}}} \left[\mu_{ЗХ} + (\mu_{ЗХ} - 1) \frac{\bar{n}_o}{\bar{n}_{ЗХ \text{ ном}}} \right]}, \quad (3.14)$$

$$\Delta \bar{G}_{КТ} = \frac{(a - 1) \Delta \bar{L} \bar{n}_o^2}{\mu_{ПХ} - (\mu_{ПХ} - 1) \bar{n}_o + a \frac{\bar{M}_{ТЗХ \text{ ном}}}{\bar{G}_{ТЗХ \text{ ном}}} \left[\mu_{ЗХ} + (\mu_{ЗХ} - 1) \frac{\bar{n}_o}{\bar{n}_{ЗХ \text{ ном}}} \right]}. \quad (3.15)$$

Из уравнения (3.15) видно, что при регулировании ГТЗА с организацией дифференциальных моментов ТПХ и ТЗХ, т. е. при одновременном изменении расходов пара в ТПХ и ТЗХ, возможна стабилизация ЧВ ГТЗА, при которой снижается ($0 < a < 1$) или полностью исключается ($a = 1$) влияние переменной нагрузки

на гребном винте на баланс потребляемого ГТЗА и генерируемого ППУ пара. Наибольший интерес представляет случай $a = 1$. При этом $\Delta \bar{G}_{KT} = 0$ и

$$\begin{aligned} \Delta \bar{G}_{ТПХ} &= -\Delta \bar{G}_{ТЗХ} = \\ &= \frac{\Delta \bar{L} \bar{n}_o^2}{\mu_{ПХ} - (\mu_{ПХ} - 1) \bar{n}_o + \frac{\bar{M}_{ТЗХ\text{ ном}}}{\bar{G}_{ТЗХ\text{ ном}}} \left[\mu_{ЗХ} + (\mu_{ЗХ} - 1) \frac{\bar{n}_o}{\bar{n}_{ЗХ\text{ ном}}} \right]}. \end{aligned} \quad (3.16)$$

что обеспечивало бы постоянство давления в ГП в ПЭУ с котельной паропроизводящей частью без вступления в работу котельного РДП и стабилизировало бы работу котла, а в ЯПЭУ — без вступления в работу РДП, воздействующего на КТ, что, в частности, позволило бы реализовать режимы совместного управления ЯППУ и ГТЗА без необходимости подработки в этих режимах КТ.

§ III-2. СТРУКТУРНОЕ ПОСТРОЕНИЕ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОЙ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ РЕВЕРСИВНОГО ТУРБОАГРЕГАТА

В предыдущем параграфе получено соотношение (3.16), выражающее зависимость необходимых отклонений расходов пара в ТПХ и ТЗХ от отклонения момента сопротивления гребного винта, определяемого отклонением коэффициента $\Delta \bar{L}$, при условии сохранения постоянными значения ЧВ ГТЗА и давления в ГП без необходимости сброса излишков пара через КТ. Можно сказать, что это соотношение представляет собой алгоритм, по которому необходимо изменять расходы пара в ТПХ и ТЗХ для идеального поддержания на заданных уровнях ЧВ ГТЗА и давления в ГП при изменении нагрузки на гребном винте с использованием в рассматриваемом процессе регулирования дифференциальных вращающих моментов ТПХ и ТЗХ. Для удобства при дальнейшем изложении рассматриваемый вид регулирования реверсивного ГТЗА будем называть *дифференциальным* регулированием ГТЗА.

Структура ГТЗА и ГП как единого объекта регулирования, построенная по уравнениям (3.1) с приложенными возмущающим и регулирующим воздействиями, представлена на рис. III-3. Здесь промежуточные переменные $\Delta \bar{m}_{\text{ПХ}}(\Delta \bar{L})$ и $\Delta \bar{m}_{\text{ЗХ}}(\Delta \bar{L})$ удовлетворяют неявно заданным функциям, определяемым выражением (3.16), при подстановке в него функций

$$\Delta \bar{G}_{\text{ТПХ}} = \Delta \bar{G}_{\text{КПХ}}^*(\Delta \bar{m}_{\text{ПХ}}) \text{ и } \Delta \bar{G}_{\text{ТЗХ}} = \Delta \bar{G}_{\text{КЗХ}}^*(\Delta \bar{m}_{\text{ЗХ}})$$

с учетом того, что давление в ГП должно оставаться номинальным, т. е. в относительных единицах: $\bar{P} = \bar{P}_{\text{ном}} = 1$. По существу, схема на рис. III-3 может рассматриваться как схема системы регулирования ЧВ ГТЗА и давления в ГП, использующей принцип регулирования по возмущению и реализующей управление регулирующими клапанами в соответствии с функциями $\Delta \bar{m}_{\text{ПХ}}(\Delta \bar{L})$ и $\Delta \bar{m}_{\text{ЗХ}}(\Delta \bar{L})$.

В практически осуществимых САР ГТЗА, использующих принцип регулирования по отклонению регулируемой величины, точное выполнение соотношений $\Delta \bar{m}_{\text{ПХ}}(\Delta \bar{L})$ и $\Delta \bar{m}_{\text{ЗХ}}(\Delta \bar{L})$ может быть достигнуто только в статике при построении контуров регулирования ЧВ и ДП, содержащих в законах регулирования интегральные составляющие. При реализации пропорционального закона (П-закона) регулирования эта задача будет решаться с соответствующей степенью приближения, определяемой степенью неравномерности САР.

На рис. III-4 представлена структурно-функциональная схема САР реверсивного ГТЗА, действующей по отклонению и реализующей алгоритм дифференциального регулирования ГТЗА при одновременном регулировании двух величин — ЧВ ГТЗА и давления в ГП. Схема представлена в гидромеханическом варианте исполнительной части системы регулирования.

Предусмотренные в схеме ПСМ являются интегрирующими звеньями и позволили бы при отсутствии охвата их обратными связями исключить статические ошибки регулирования по обоим регулируемым величинам, реализовав в установившихся режимах алгоритм дифференциального регулирования в соответствии с (3.16).

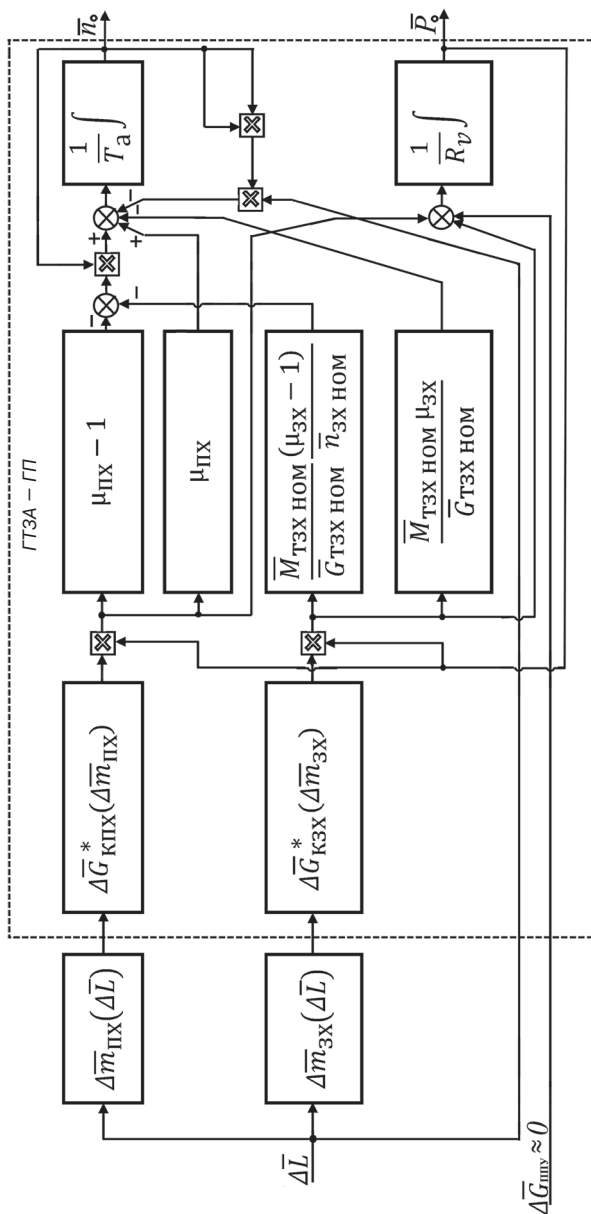


Рис. III-3. Структурная схема объекта регулирования ГТЗА — ГП с приложенными к нему воздействиями $\Delta \bar{L}$, $\Delta \bar{m}_{\text{пх}}(\Delta \bar{L})$, $\Delta \bar{m}_{\text{зх}}(\Delta \bar{L})$, $\Delta \bar{G}_{\text{пв}}$

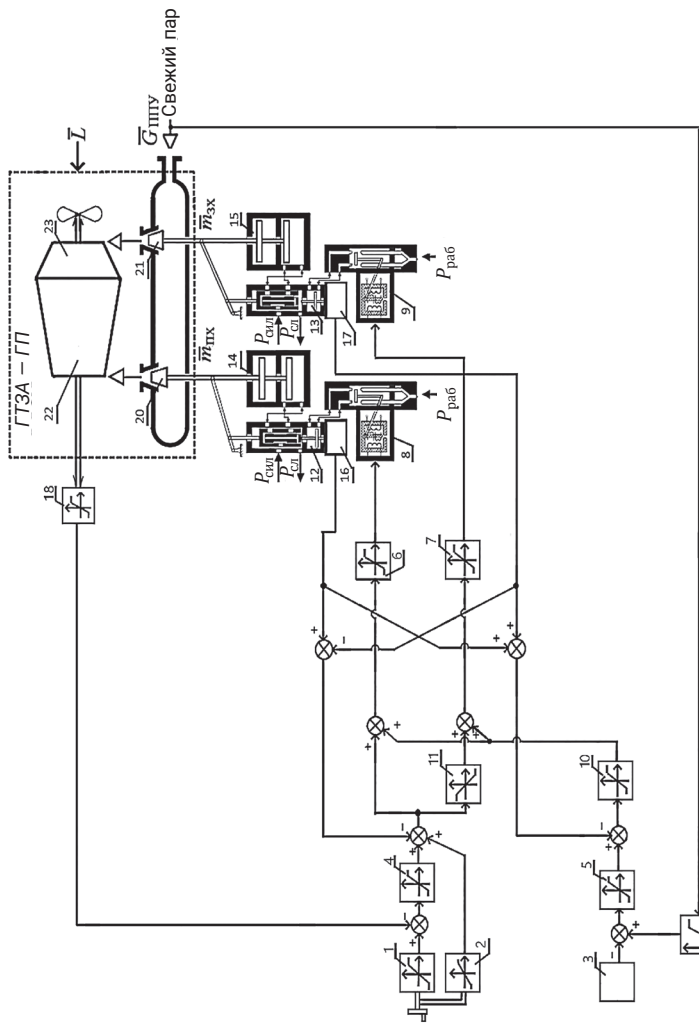


Рис. III-4. Дифференциальная система автоматического регулирования ГТЗА:

1, 2, 3 — 3ЧВ, задатчик положения клапанов, 3ДП; 4 — усилитель рассогласования ЧВ; 5 — усилитель рассогласования ДП; 6, 7 — усилители управления ЭГП ПХ и 3Х РЧВ и РДП; 8, 9 — ЭГП; 10 — усилитель РДП; 11 — инвертор 3Х; 12, 13 — интегрирующие ПСМ ПХ и 3Х; 14, 15 — сервомоторы КПХ и К3Х; 16, 17 — БОС ПХ и 3Х; 18, 19 — ДЧВ и ДДП; 20 — КПХ; 21 — К3Х; 22, 23 — ТПХ и Т3Х

Будем в дальнейшем называть систему автоматического регулирования реверсивного ГТЗА, использующую в процессе регулирования дифференциальные вращающие моменты ТПХ и ТЗХ, *дифференциальной САР (ДСАР) ГТЗА*.

Здесь сразу же надо оговорить, что интегральная САР, как всякая САР с интегральным законом (И-законом) регулирования обладает повышенной склонностью к неустойчивости. Построение быстродействующей системы требует принятия соответствующих мер для обеспечения ее стабилизации. Типовым решением, используемым для этой цели в существующих САР ГТЗА, является охват интегрирующих звеньев, входящих в контуры регулирования ЧВ и ДП, жесткими обратными связями.

Получение в этих САР нулевых статических ошибок может осуществляться использованием ПИ-законов регулирования. В рассматриваемой ДСАР простой охват жесткими обратными связями интегрирующих ПСМ недопустим, так как при этом свойство дифференциальности САР теряется вследствие того, что на режимах стабилизации ЧВ ГТЗА канал управления клапанами турбины противоположного направления вращения блокируется сигналом статической ошибки САР.

В связи с этим охват жесткими обратными связями интегрирующих ПСМ в контуре регулирования ЧВ ДСАР организован таким образом, что сигналы обратных связей по положению ПСМ и ЗХ алгебраически суммируются с противоположными знаками и результирующий сигнал вычитается из сигнала ошибки регулирования ЧВ. Обратные связи по положению ПСМ, предназначенные для стабилизации контура регулирования ДП в ДСА, суммируются с одинаковыми знаками, а их суммарный сигнал вычитается из сигнала ошибки регулирования давления в ГП [16]. Для получения астатического регулирования ЧВ и ДП усилители сигналов рассогласования в соответствующих контурах (усилители 4 и 5 на рис. III-4) могут быть выполнены как ПИ-звенья.

§ III-3. ПОКАЗАТЕЛЬ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОСТИ РЕГУЛЯТОРА ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ РЕВЕРСИВНОГО ТУРБОАГРЕГАТА

Как следует из принципа построения ДСАР реверсивного ГТЗА, реализующей алгоритм в соответствии с выражением (3.16), характерной чертой системы является заложенная в ней возможность одновременной отработки регулирующими клапанами ПХ и ЗХ возмущений по нагрузке ГТЗА, прикладываемых к системе в режиме стабилизации ЧВ ГТЗА, т.е. возможность активного контрпара.

Из обзора существующих систем автоматического управления и регулирования, проведенного в главе I, следует, что в рассмотренных системах, в частности в современных электрогидравлических САР (см. рис. I-11), имеются возможности для получения контрпара при изменении нагрузки на гребном винте при превышении фактической ЧВ ее заданного значения на величину степени неравномерности и более. Однако на практике контрпар в этих системах при изменении нагрузки ГТЗА отсутствует вследствие существенной величины степени неравномерности δ (8...10) % и структурных особенностей РЧВ таких систем.

Типовая структура существующих электрогидравлических РЧВ реверсивных ГТЗА [22, 27] включает в свой состав практически два РЧВ — для ТПХ и ТЗХ, объединенных общими ЗЧВ и ДЧВ. Вступление в работу одного либо другого регулятора, воздействующих на соответствующие регулирующие клапаны турбоагрегата, обуславливается полярностью (фазой) сигнала рассогласования заданной и фактической ЧВ. Это видно, например, на рис. I-11.

В регуляторах, реализующих наиболее простой П-закон регулирования, степень неравномерности δ жестко связывает алгебраическое значение ошибки регулирования ЧВ с положением КПХ и КЗХ в статике, а в динамике — с направлением и скоростью перемещения указанных клапанов. Причем, чем меньше степень неравномерности РЧВ, тем, очевидно, при меньших изменениях сигнала ошибки, обусловленных увеличением по каким-либо причинам фактической ЧВ, будет вступать в действие регулирующий клапан турбины противоположного направления

вращения, вызывая появление дифференциальных вращающих моментов ГТЗА. Таким образом, степень неравномерности рассматриваемых РЧВ ТПХ и ТЗХ, являясь одной из основных из статических характеристик, связана с динамическими свойствами реверсивного турбоагрегата, а именно — с возможностью получения в процессе регулирования ЧВ дифференциальных вращающих моментов ГТЗА.

Итак, существующие системы регулирования ЧВ ГТЗА могут быть охарактеризованы, в отличие от контура РЧВ дифференциальной САР, рассмотренной в предыдущем параграфе, как частично реализующие возможность получения в реверсивных ГТЗА дифференциальных вращающих моментов при отработке РЧВ возмущающих воздействий в виде изменения нагрузки на гребном винте. Для количественной оценки способности контура РЧВ в различных САР реверсивных ГТЗА обеспечивать отработку уменьшения нагрузки ГТЗА с одновременным перемещением КПХ и КЗХ введем показатель, характеризующий время запаздывания начала движения КЗХ относительно начала движения КПХ после приложения типового возмущения, в качестве которого принята полная скачкообразная разгрузка турбоагрегата на номинальной ЧВ ПХ [19]. Обозначим этот показатель через A и назовем его показателем дифференциальности РЧВ реверсивного ГТЗА. Выражение для A запишем в виде

$$A = 1 - \frac{\Delta t_3}{T_m},$$

где T_m — время полного перемещения КПХ и КЗХ при максимальной скорости исполнительного механизма,

Δt_3 — время задержки начала движения КЗХ после начала движения КПХ при указанном скачкообразном типовом возмущении.

При отсутствии запаздывания $A = 1$, при отработке возмущения только клапаном ПХ: $A = 0$.

Как следует из определения для A , контур РЧВ ДСАР, рассмотренный в § III-2, характеризуется $A=1$, т. к. в нем $\Delta t_3=0$, а РЧВ ГТЗА танкеров типа «София» имеет $A=0$, т. к. в нем контрпар при рассматриваемом типовом скачкообразном возмущении полностью

исключен. Современные электрогидравлические РЧВ занимают промежуточное положение, для них $0 < A < 1$.

Таким образом, РЧВ реверсивных ГТЗА с ТПХ и ТЗХ могут иметь, наряду с общепринятыми характеристиками (степенью неравномерности, чувствительностью, быстродействием), еще одну, которую можно назвать степенью дифференциальности, количественно оцениваемой показателем дифференциальности A .

Рассмотрим представляющее интерес математическое соотношение между степенью неравномерности РЧВ δ и введенным показателем A .

Выражение для степени неравномерности РЧВ имеет вид:

$$\delta = \frac{n_{\text{ПХ XX}} - n_{\text{ПХ ном}}}{n_{\text{ПХ ном}}} = \bar{n}_{\text{ПХ XX}} - 1,$$

где $n_{\text{ПХ ном}}$ и $n_{\text{ПХ XX}}$ — соответственно номинальная ЧВ и ЧВ «холостого хода» турбоагрегата после полной разгрузки агрегата на номинальной заданной ЧВ.

На режиме ПХ условием начала открытия КЗХ при полной скачкообразной разгрузке ГТЗА на номинальной ЧВ, как это следует из принципа действия пропорционального РЧВ реверсивного турбоагрегата (см. рис. I-11), является равенство

$$\bar{n} = \bar{n}_{\text{ПХ XX}} = 1 + \delta. \quad (3.17)$$

Рассматривая основные существенные нелинейности, имеющие место в регуляторах ГТЗА, можно отметить, что характерной нелинейностью в них является ограничение по скорости перемещения исполнительных механизмов — сервомоторов регулирующих клапанов [27]. Вследствие этого, уже при достаточно малых величинах рассогласования заданного и фактического значений регулируемых величин клапаны турбоагрегата перемещаются по линейной зависимости от времени. Это позволяет при полной скачкообразной разгрузке агрегата в течение времени до максимального отклонения («заброса») ЧВ записать зависимости перемещения КПХ от времени в виде

$$\bar{m}_{\text{ПХ}} = 1 - \frac{t}{T_m}, \quad (3.18)$$

а зависимости перемещения КЗХ при $t \geq \Delta t_3$ в виде

$$\bar{m}_{3X} = (t - \Delta t_3) \frac{1}{T_m}. \quad (3.19)$$

Расходные характеристики клапанов ТПХ и ТЗХ, т. е. зависимости $\bar{G}_{КПХ}^*(\bar{m}_{ПХ})$ и $\bar{G}_{КЗХ}^*(\bar{m}_{3X})$, как правило, представляют собой гладкие нелинейности [60, 30], которые могут быть аппроксимированы с достаточной для нашего анализа точностью зависимостями

$$\bar{G}_{КПХ}^*(\bar{m}_{ПХ}) = \bar{m}_{ПХ}^z \quad \text{и} \quad \bar{G}_{КЗХ}^*(\bar{m}_{3X}) = \bar{G}_{ТЗХ \text{ ном}}^* \bar{m}_{3X}^z,$$

где $z = 1 \dots 2$.

С учетом сказанного и выражений (3.18) и (3.19) уравнение (3.1) вращающейся системы турбоагрегата при полной скачкообразной разгрузке на номинальной ЧВ до наибольшего «заброса» ЧВ можно записать (полагаем $\bar{P} = 1$) как

$$T'_a \frac{d\bar{n}}{dt} = \left(1 - \frac{t}{T_m}\right)^z [\mu_{ПХ} - (\mu_{ПХ} - 1) \bar{n}] - \left(\frac{t - \Delta t_3}{T_m}\right)^z \bar{M}_{ТЗХ \text{ ном}} \left[\mu_{3X} + (\mu_{3X} - 1) \frac{\bar{n}}{\bar{n}_{3X \text{ ном}}} \right], \quad (3.20)$$

где T'_a — время разгона вращающейся системы после сброса нагрузки без учета массы винта и присоединенных масс воды (например, при потере гребного винта).

Используя введенный показатель A , уравнение (3.20) перепишем

$$T'_a \frac{d\bar{n}}{dt} = \left(1 - \frac{t}{T_m}\right)^z [\mu_{ПХ} - (\mu_{ПХ} - 1) \bar{n}] - \left(\frac{t - T_m + AT_m}{T_m}\right)^z \bar{M}_{ТЗХ \text{ ном}} \left[\mu_{3X} + (\mu_{3X} - 1) \frac{\bar{n}}{\bar{n}_{3X \text{ ном}}} \right]. \quad (3.21)$$

Здесь следует оговорить, что уравнение (3.21) имеет указанный вид при $t > \Delta t_3$, а при $0 \leq t \leq \Delta t_3$ оно записывается как

$$T'_a \frac{d\bar{n}}{dt} = \left(1 - \frac{t}{T_m}\right)^z [\mu_{\text{ПХ}} - (\mu_{\text{ПХ}} - 1) \bar{n}], \quad (3.22)$$

т. к. при $t \leq \Delta t_3$ КЗХ закрыт.

Решение последнего дифференциального уравнения, являющегося уравнением с разделяющимися переменными [19], при интересующих нас начальных условиях $t_0 \leq 0$ и $\bar{n}_0 = 1$ имеет вид

$$\bar{n} = \frac{1}{\mu_{\text{ПХ}} - 1} \left\{ \mu_{\text{ПХ}} - e^{\frac{(\mu_{\text{ПХ}} - 1)}{(z+1)T'_a T_m z} [(T_m - t)^{(z+1)} - T_m^{(z+1)}]} \right\}. \quad (3.23)$$

Частоту вращения $\bar{n}_{\text{ПХХ}}$, по достижении которой КЗХ начнет перемещаться в сторону открытия, определим подстановкой в уравнение (3.23) значения текущего времени $t = \Delta t_3 = (1 - A) T_m$:

$$\bar{n}_{\text{ХХ}} = \frac{1}{\mu_{\text{ПХ}} - 1} \left\{ \mu_{\text{ПХ}} - e^{\frac{B(\mu_{\text{ПХ}} - 1) [A^{(z+1)} - 1]}{(z+1)}} \right\}. \quad (3.24)$$

где $B = \frac{T_m}{T'_a}$ — отношение конструктивных параметров регулятора и ГТЗА.

Приравняв правые части выражений (3.17) и (3.24), запишем искомое соотношение между δ и A :

$$\delta = \frac{1}{\mu_{\text{ПХ}} - 1} \left\{ \mu_{\text{ПХ}} - e^{\frac{B(\mu_{\text{ПХ}} - 1) [A^{(z+1)} - 1]}{(z+1)}} \right\} - 1.$$

Из полученного соотношения следует, что $\lim_{A \rightarrow 1} \delta = 0$, т. е. для получения максимальной величины показателя дифференциальности $A=1$ в РЧВ с рассматриваемой типовой структурой, представленной на рис. I-11, степень неравномерности регулятора должна быть уменьшена до нуля. Это говорит о недостаточности параметрических изменений в САР с типовой структурой и указывает на необходимость структурных изменений для получения $A=1$. Здесь следует оговорить, что введение в закон регулирования интегральной составляющей не приведет к

существенному увеличению A вследствие инерционных свойств интегрирующих звеньев.

Дифференциальная САР ГТЗА (см. § III-2) при любой степени неравномерности контура регулирования ЧВ обеспечивает отработку динамических снижений нагрузки путем одновременного перемещения регулирующих клапанов турбин обоих направлений вращения и, вследствие своих структурных особенностей, имеет показатель дифференциальности равный единице.

§ III-4. ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ПРИ СКАЧКООБРАЗНЫХ СБРОСАХ НАГРУЗКИ ТУРБОАГРЕГАТА

Как отмечалось § II-1, переменный характер внешних возмущающих воздействий, прикладываемых к ДДК во время движения судна, обуславливающий соответствующие изменения нагрузки ГТЗА, в сочетании с относительно малой инерционностью вращающихся масс турбоагрегата накладывает на его РЧВ требование высокого быстродействия, в частности при снижениях нагрузки. Выполнение этого требования только за счет повышения быстродействия исполнительных механизмов приводит к усложнению их конструкции.

Вместе с тем, реверсивный ГТЗА, имеющий в своем составе две турбины (ТПХ и ТЗХ) и представляющий собой двухмашинный турбопривод, обладает значительной форсировочной способностью в переходных режимах, связанных с резким снижением нагрузки турбоагрегата. Указанная форсировочная способность будет реализовываться тем полнее, чем раньше в названных переходных режимах будет возникать контрпар.

Представляет интерес оценка динамических возможностей, имеющихся в реверсивном ГТЗА и реализуемых в ДСАР, с точки зрения уменьшения отклонений ЧВ ГТЗА, получаемых в ДСАР, по сравнению с отклонениями ЧВ, имеющими место в САР с типовой структурой, приведенной на рис. I-11. Оценку проведем путем сопоставления максимальных значений ЧВ ГТЗА после скачко-

образной полной разгрузки агрегата на номинальной ЧВ ПХ при отработке этого возмущения контуром РЧВ с поочередным перемещением КПХ и КЗХ и с одновременным их перемещением, т. е. без приложения дифференциального вращающего момента к валу ГТЗА и с его приложением.

Неустановившееся движение ГТЗА при рассматриваемом возмущении описывается двумя дифференциальными уравнениями — (3.22) и (3.21). Первое из них соответствует отрезку времени Δt_3 от момента приложения возмущения до момента начала движения КЗХ, в течение которого имеет место перемещение в сторону закрытия только КПХ, а второе справедливо в течение времени, за которое ЧВ достигает при «забросе» максимальной величины при одновременном движении регулирующих клапанов КПХ и КЗХ. При этом решение уравнения (3.22) при $t = \Delta t_3$ даст начальные условия для интересующего нас частного решения уравнения (3.21).

Выражение для максимальной величины ЧВ $\bar{n}_{\text{ПХ max1}}$ при отработке сброса нагрузки только клапаном ПХ найдем, продифференцировав решение (3.23) уравнения (3.22) и приравняв производную нулю:

$$\bar{n}_{\text{ПХ max1}} = \frac{\mu_{\text{ПХ}} - e^{\frac{\mu_{\text{ПХ}} - 1}{(z+1)} B}}{\mu_{\text{ПХ}} - 1}. \quad (3.25)$$

Выразив B из (3.25) через остальные величины, с учетом $B = T_m / T'_a$ получим уравнение

$$T_m = T'_a \frac{z + 1}{\mu_{\text{ПХ}} - 1} \ln \frac{1}{\mu_{\text{ПХ}} - \bar{n}_{\text{ПХ max1}}(\mu_{\text{ПХ}} - 1)}, \quad (3.26)$$

по которому можно определить требуемое максимальное быстроедействие исполнительного механизма РЧВ (минимальное время T_m), исходя из времени разгона вращающихся масс, коэффициента пускового момента, вида расходной характеристики регулирующего клапана ГТЗА, для которого проектируется регулятор, и допустимой величины ЧВ.

К ТЗХ при проектировании предъявляются вполне определенные требования по величине номинальной мощности ЗХ и номинальной ЧВ ЗХ. В связи с этим ряд параметров турбоагрегата, являющихся коэффициентами уравнения (3.21), будем считать заранее заданными, не изменяемыми в процессе проектирования САР. Учитывая сказанное, для определенности проводимой оценки примем, что при одинаковой жесткости механических характеристик ТПХ и ТЗХ параметры ТЗХ имеют величины, принятые в § III-1, а именно: $\bar{M}_{\text{ТЗХ ном}} \approx 0,57$; $\bar{n}_{\text{ЗХ ном}} \approx 0,7$; $\mu_{\text{ПХ}} \approx \mu_{\text{ЗХ}} \approx 2$. Учитывая также, что для сопоставимости рассматриваемых переходных процессов в контуре регулирования ЧВ ГТЗА, описываемых уравнениями (3.21) и (3.22), достаточно иметь в этих двух случаях одинаковые расходные характеристики регулирующих клапанов, пренебрежем «гладкой» нелинейностью этих характеристик и будем считать в обоих случаях $z = 1$.

С учетом принятых допущений после подстановки принятых значений коэффициентов и алгебраических преобразований уравнение (3.21) примет вид

$$\frac{d\bar{n}}{dt} + \frac{A}{T'_a} \bar{n} = \frac{3,27 - 1,27A}{T'_a} - \frac{3,27}{T_m T'_a} t. \quad (3.27)$$

Общее решение уравнения (3.26) записывается как

$$\bar{n} = \frac{A(3,27 - 1,27A) + 3,27B^{-1}}{A^2} - \frac{3,27}{T_m T'_a} t + C e^{\frac{-A}{T'_a} t},$$

а искомое частное решение при начальных условиях из выражения (3.23) при $t = \Delta t_3 = (1 - A)T_m$, им

$$\begin{aligned} \bar{n} = & \frac{A(3,27 - 1,27A) + 3,27B^{-1}}{A^2} - \frac{3,27}{T_m A} t - \\ & - e^{\frac{-(1-A)^2 T_m + 2At}{2T'_a}} \left[1 + \frac{3,27}{BA^2} e^{\frac{(1-A^2)B}{2}} \right]. \end{aligned} \quad (3.28)$$

Продифференцировав выражение (3.28) и приравняв производную нулю, найдем экстремум этой функции, обозначив его через $\bar{n}_{\text{ПХ max2}}$:

$$\bar{n}_{\text{ПХ max2}} = 0,365 + \frac{1,635 - \frac{3,27}{B} \ln \left[\frac{BA^2}{3,27} + e^{\frac{(1-A^2)B}{2}} \right]}{A^2}. \quad (3.29)$$

Из уравнения (3.25) для $\mu_{\text{ПХ}} = 2$ и $z = 1$ получим

$$\bar{n}_{\text{ПХ max1}} = 2 - e^{\left(\frac{B}{2}\right)}. \quad (3.30)$$

Функция $\bar{n}_{\text{ПХ max2}}$ является убывающей функцией относительно переменной A , а пределом $\bar{n}_{\text{ПХ max2}}$ при $A \rightarrow 0$ является $\bar{n}_{\text{ПХ max1}}$, в чем легко можно убедиться, определив знак

$$\frac{d\bar{n}_{\text{ПХ max2}}}{dA}$$

и найдя $\lim_{A \rightarrow 1} \bar{n}_{\text{ПХ max2}}$. Это объясняется тем, что с увеличением показателя дифференциальности от 0 до 1 влияние ТЗХ проявляется все более существенно.

На рис. III-5 зависимость максимальной величины ЧВ $\bar{n}_{\text{ПХ max}}$ от $B = Tm/T'_a$ при различных величинах A представлены семейством линий, выходящих из точки с координатами $B = 0$ и $\bar{n}_{\text{ПХ max}} = 1$. Пользуясь этими зависимостями, можно для заданного значения $\bar{n}_{\text{ПХ max}}$, в частности определяемого настройкой защиты турбоагрегата по предельной ЧВ, как правило, равной приблизительно $\bar{n}_{\text{ПХ пред}} \approx 1,1$, определить необходимое соотношение конструктивных параметров РЧВ $B = Tm/T'_a$ для различных значений показателя дифференциальности регулятора A . После нахождения требуемого B , зная время разгона вращающихся масс турбоагрегата, можно найти необходимое время исполнительного механизма $T_m = BT'_a$.

На рис. III-6 представлены зависимости A для различных B . Причем, принятые значения B рассчитаны по выражению (3.30) для указанных на рисунке значений $\bar{n}_{\text{ПХ max1}}$. Приведенные зависимости иллюстрируют убывающий характер функции $\bar{n}_{\text{ПХ max}}$ и говорят о том, что показатель A тем существеннее влияет на величину $\bar{n}_{\text{ПХ max}}$, чем больше для контретного регулятора соотношение $B = Tm/T'_a$.

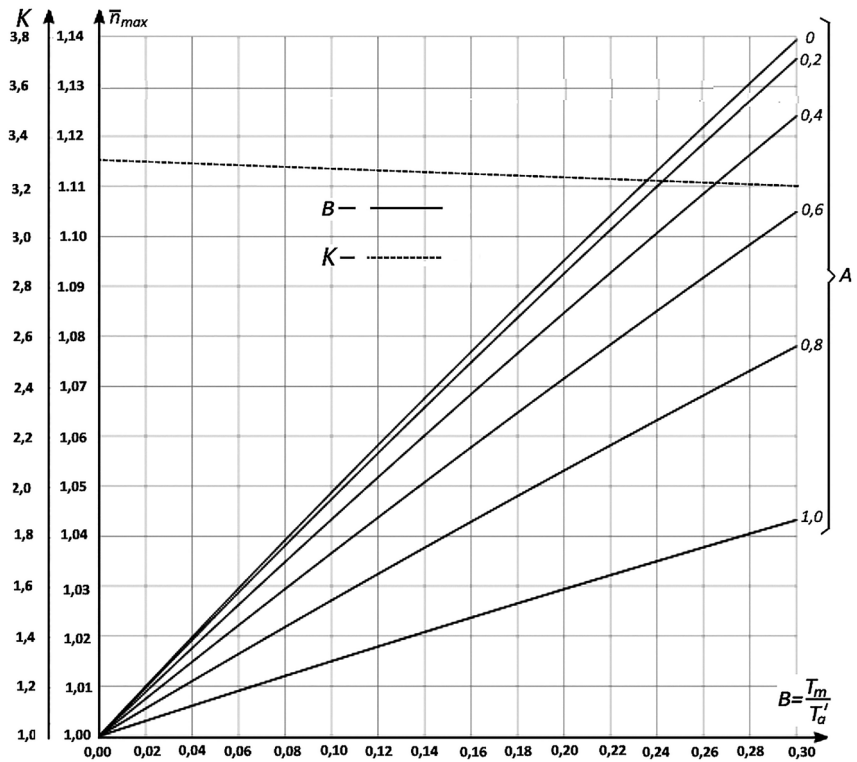


Рис. III-5. Зависимость отношения времен $B = T_m/T'_a$ при разных значениях показателя A от максимальной ЧВ, получаемой при скачкообразной разгрузке агрегата на номинальном режиме, а также зависимость от указанного отношения коэффициента K

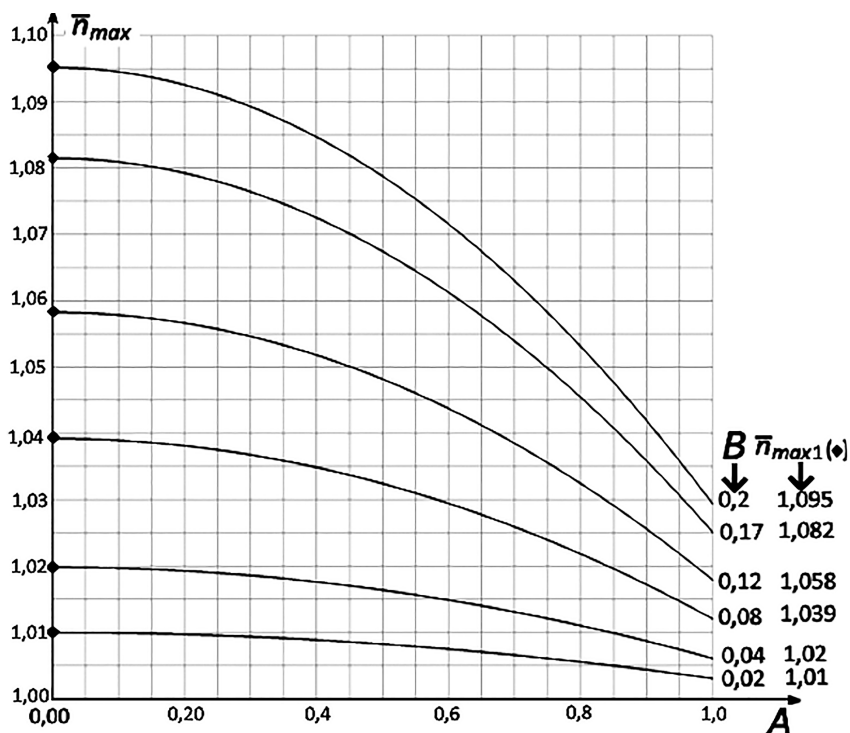


Рис. III-6. Зависимость максимальной ЧВ, получаемой при скачкообразной разгрузке агрегата на номинальном режиме, от показателя A при различных значениях отношения времен $B = T_m/T'_a$

Оценивая эффективность использования более раннего контр-пара, т.е. эффективность увеличения показателя дифференциальности РЧВ ГТЗА, определим степень влияния показателя A при изменении его от 0 до 1 на величину отклонения ЧВ турбоагрегата от номинальной при скачкообразной разгрузке. Величины отклонений ЧВ для $A=1$ и $A=0$ запишем, используя выражения (3.29) и (3.30), как

для $A=1$:

$$\Delta \bar{n}_{\text{ПХ max2}} / A = 1 / = 1 - \frac{3,27}{B} \ln \left(\frac{B}{3,27} + 1 \right),$$

для $A=0$:

$$\Delta \bar{n}_{\text{ПХ max2}} / A = 0 / = 1 - e^{-\frac{B}{2}}.$$

Введем обозначение

$$K = \frac{\Delta \bar{n}_{\text{ПХ max2}} / A = 0 /}{\Delta \bar{n}_{\text{ПХ max2}} / A = 1 /} = \frac{1 - e^{-\frac{B}{2}}}{1 - \frac{3,27}{B} \ln \left(\frac{B}{3,27} + 1 \right)}.$$

На рис. III-5 представлена зависимость K от величины B , которая показывает, что отклонения ЧВ от номинальной при скачкообразной разгрузке турбоагрегата, имеющего регулятор с $A=1$, приблизительно в $K \approx 3,2$ раза меньше, чем у турбоагрегата, имеющего регулятор с $A=0$.

В качестве иллюстрации на рис. III-7 приведены осциллограммы изменения ЧВ ГТЗА при скачкообразной полной разгрузке, снятые в процессе испытаний на электро моделирующем полунатурном стенде системы регулирования одного из серийных ГТЗА со временем разгона ротора ≈ 5 с и временем исполнительных механизмов ПХ и ЗХ порядка 1 с. На рис. III-7, а отработка указанного возмущения осуществляется только клапаном ПХ, а на рис. III-7, б — клапанами ПХ и ЗХ. Как видно из осциллограмм, во втором случае перерегулирование в $\approx 1,57$ раза меньше.

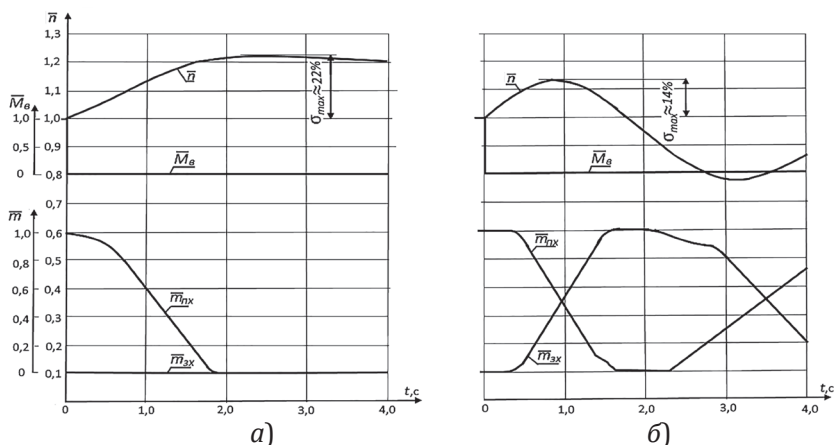


Рис. III-7. Осциллограммы переходных процессов по ЧВ ГТЗА при скачкообразной полной разгрузке агрегата:
 а) с отработкой возмущения только клапаном ПХ;
 б) с одновременной отработкой возмущения клапанами ПХ и ЗХ

ВЫВОДЫ ПО МАТЕРИАЛАМ ГЛАВЫ III

1. Реверсивный главный турбоагрегат, имеющий в своем составе ТПХ и ТЗХ, обеспечивает возможность регулирования ЧВ и ДП в главном паропроводе по алгоритму, предусматривающему использование дифференциального вращающего момента агрегата, что позволяет более равномерно распределять динамическую моментную нагрузку между ТПХ и ТЗХ, а также, что особенно существенно, снизить, а в предельном случае — устранить полностью возмущения, прикладываемые к ГП, за счет перераспределения пара между ТПХ и ТЗХ при неизменном его суммарном потреблении.

2. Регуляторы ЧВ реверсивных ГТЗА по степени реализации в них алгоритма, по которому отработка возмущений, возникающих при изменении нагрузки на агрегат, происходит с одновременным перемещением клапанов турбин обоих направлений вращения, могут сравниваться по величине введенного показателя дифференциальности A . Показатель A

характеризует время запаздывания начала движения КЗХ относительно КПХ после приложения типового возмущения, в качестве которого принята полная скачкообразная разгрузка турбоагрегата на номинальной частоте вращения ПХ. При отсутствии запаздывания — $A = 1$, при отработке возмущения одним клапаном — $A = 0$.

3. Дифференциальная САР ГТЗА при любой степени неравномерности контура регулирования ЧВ обеспечивает одновременное движение КПХ и КЗХ при рассматриваемом типовом возмущении и имеет $A = 1$.

4. Турбоагрегат с ТПХ и ТЗХ позволяет улучшить качество регулирования ЧВ без увеличения быстродействия исполнительных механизмов регулятора за счет реализации в нем алгоритма дифференциального регулирования, обеспечивающего наиболее эффективное использование динамических качеств реверсивного агрегата, обусловленное возможностью получения режимов контрпара при одновременном перемещении регулирующих органов ТПХ и ТЗХ.

5. Количественная оценка эффективности использования более раннего контрпара с получением дифференциального вращающего момента ГТЗА показывает, что для принятых соотношений параметров ТПХ и ТЗХ ($\bar{M}_{\text{ТЗХ ном}} \approx 0,57$; $\bar{n}_{\text{ЗХ ном}} \approx 0,7$; $\bar{G}_{\text{ТЗХ ном}} \approx 0,8$; $\mu_{\text{ПХ}} \approx \mu_{\text{ЗХ}} \approx 2$) дифференциальный регулятор с $A = 1$ при скачкообразной полной разгрузке турбоагрегата на номинальной ЧВ допускает отклонение ЧВ приблизительно в 3,2 раза меньше, чем регулятор с поочередной отработкой регулируемыми клапанами ($A = 0$) указанного возмущения.

Этот факт подтверждает высокую эффективность организации дифференциальных вращающих моментов при регулировании реверсивных ГТЗА.

§ IV-1. ОСНОВНЫЕ АЛГОРИТМЫ СОВМЕСТНОГО УПРАВЛЕНИЯ ППУ И ГТЗА

Рассматривая ППУ и ГТЗА как объекты управления и регулирования, еще раз отметим существенное отличие их динамических характеристик и эксплуатационных требований, заключающееся в том, что ППУ не допускает быстрого, вслед за ГТЗА, изменения мощностных режимов, а также частого изменения мощности, в том числе при переменных возмущениях, поступающих со стороны гребного винта при ходе судна на волнении (особенно это характерно для ЯППУ) [52, 60, 61].

В связи с этим задача автоматизации совместного управления ППУ и ГТЗА на режимах баланса генерируемого и полезно потребляемого пара имеет весьма противоречивый характер. С одной стороны, ППУ, занимающая в комплексе энергетического оборудования ПЭУ более низкую ступень иерархии [61], должна обеспечить выполнение требования высокой маневренности ГТЗА как своей надсистемы, а с другой стороны, алгоритм управления ППУ не должен снижать надёжностные и ресурсные характеристики ППУ, что обуславливает необходимость достижения максимально возможной стабильности мощностных режимов ППУ, а при изменениях мощности накладывает ограничение на скорость этих изменений. Наиболее остро это противоречие проявляется на режимах поддержания заданной ЧВ ГТЗА в условиях морского волнения, когда регулирующий клапан турбоагрегата изменяет потребление пара от ППУ, дестабилизируя ее работу.

Очевидно, что в указанной ситуации необходимо введение приоритета, и этот приоритет принадлежит ППУ. Реализуется приоритет тем, что давление пара в ГП поддерживается, в первую очередь, за счет изменения потребления пара — расходов $\bar{G}_T$ и

$\bar{G}_{\text{КТ}}$ в уравнении (2.5), в том числе путем ограничения расхода пара в турбины ГТЗА, сопровождаемого снижением его ЧВ.

В современных судовых ПЭУ с котельной паропроизводящей частью, благодаря уменьшению инерционности котлов и обслуживающих их систем подачи топлива, воздуха и воды, скорость протекания переходных процессов в ППУ повышена [60], что обеспечивает удовлетворительное качество регулирования при имеющем место взаимодействии контура регулирования ЧВ ГТЗА и контура регулирования ДП.

Примером может служить ПЭУ, в состав которой входит ГТЗА, снабженный всережимным РЧВ и ограничительными регуляторами давления РМД и РВД (см. рис. I-9). На установившихся эксплуатационных режимах здесь ДП поддерживается котельным регулятором.

В ЯППУ, вследствие специфических особенностей ее теплогенерирующей и парогенерирующей частей, вопросы, связанные с необходимостью стабилизации режимов работы и обеспечением требуемого качества регулирования ЧВ ГТЗА и давления в ГП, весьма актуальны.

Рассмотрим несколько подробнее особенности совместного управления ЯППУ и ГТЗА как основного потребителя пара.

Алгоритмы, по которым можно осуществлять совместное управление ЯППУ и ГТЗА, довольно разнообразны [35]. Однако в своей основе организация режимов совместного управления ЯППУ и ГТЗА имеет два базовых алгоритма. Первый заключается в том, что паропроизводительностью ЯППУ управляют в соответствии с рассогласованием заданной и фактической величин ЧВ ГТЗА, по второму алгоритму паропроизводительностью управляют по сигналу рассогласования заданной и фактической величин давления в ГП.

Сравнивая названные базовые алгоритмы совместного управления ЯППУ и ГТЗА, следует сказать, что первый из алгоритмов, направленный на выполнение основной задачи функционирования ГТЗА как надсистемы ЯППУ по обеспечению маневренных качеств судна при автоматическом регулировании ЧВ гребного винта, не удовлетворяет требованию приоритетности ЯППУ по отношению к ГТЗА. Это следует из того, что

любые изменения рассогласования заданной и фактической ЧВ, в том числе обусловленные колебаниями момента на гребном винте, по этому алгоритму непосредственно передаются в систему управления ЯППУ, вызывая нежелательные изменения ее мощностного режима.

Второй из названных базовых алгоритмов совместного управления ЯППУ и ГТЗА в большей степени удовлетворяет требованию приоритетности ЯППУ в связи с тем, что сигнал, пропорциональный изменениям ЧВ, непосредственно к ЯППУ по этому алгоритму не передается. Однако в системе совместного управления ЯППУ и ГТЗА, реализующей рассматриваемый алгоритм, из-за существенно меньшей скорости изменения паропроизводительности ЯППУ, по сравнению со скоростью изменения мощностных режимов ГТЗА (приблизительно на два порядка), имеют место сложности с обеспечением устойчивости регулирования. Кроме того, изменения нагрузки на гребном винте также передаются к ЯППУ, хотя и косвенно — в виде регулирующих воздействий контура РДП при колебаниях давления в паропроводе, обладающем малой фильтрующей способностью.

Описанные выше базовые алгоритмы совместного управления ЯППУ и ГТЗА как по отклонению ЧВ ГТЗА, так и по отклонению давления в ГП имеют общую особенность, которая предопределяет сложности, возникающие при попытках одновременно обеспечить требуемое качество переходных процессов по ЧВ и ДП в САР и стабилизировать режимы работы ЯППУ в условиях переменной нагрузки на гребном винте, например, при волнении моря.

Особенность заключается в том, что в обоих случаях задача поддержания баланса генерируемого и полезно потребляемого пара в ЯПЭУ решается путем регулирования физических величин — ЧВ ГТЗА или давления в ГП, характеризующих быстропротекающие процессы в малоинерционных объектах, к которым относятся ГТЗА и ГП, за счет приложения регулирующих воздействий к маломаневренному объекту — ЯППУ. При этом нарушается иерархия инерционностей, которая должна соблюдаться в любой системе автоматического регулирования для

обеспечения высокого качества регулирования и которая предполагает наличие относительно малой инерционности исполнительного механизма регулятора по сравнению с инерционностью объекта регулирования.

В современных системах управления ПЭУ при построении системы совместного управления и регулирования ЯППУ и ГТЗА используются алгоритмы управления и регулирования, по которому:

- поддержание заданной ЧВ обеспечивается быстродействующим контуром регулирования ЧВ с учетом принятой приоритетности ЯППУ по отношению к ГТЗА путем воздействия на регулирующие клапаны ПХ и ЗХ;
- поддержание заданного давления в ГП обеспечивается быстродействующим контуром регулирования ДП путем воздействия либо на КПХ или КЗХ, либо на КТ;
- баланс генерируемого и полезно потребляемого пара в ЯППУ обеспечивается по сигналу, формируемому в САР ГТЗА, состоящей из двух контуров регулирования — контура РЧВ и контура РДП, связанных между собой перекрестными связями. Перекрестные связи одновременно с обеспечением функционирования указанных сепаратных контуров РЧВ и РДП, участвуют в формировании управляющего сигнала небаланса в систему управления паропроизводительностью ППУ [31].

Величине указанного небаланса соответствуют либо открытие КТ — при избыточной паропроизводительности, либо ограничение открытия или закрытие КПХ или КЗХ — при недостаточной паропроизводительности, обеспечиваемые быстродействующим контуром регулирования давления в ГП. Следовательно, в структуре РДП, исходя из его функционального назначения, существует канал передачи информации, имеющей признак избыточности или недостаточности паропроизводительности ЯППУ. Именно этот информационный сигнал наиболее целесообразно использовать для организации регулирующего воздействия на ЯППУ. Отметим при этом, что конкретное место съема указанного сигнала необходимо определять для каждого конкретного РДП в зависимости от его структуры.

На рис. IV-1 приведена структурная схема, иллюстрирующая алгоритм совместного управления ЯППУ и ГТЗА. На схеме U_G — сигнал небаланса генерируемого и полезно потребляемого пара, формируемый РДП. В этой схеме малоинерционный двухсвязный объект «ГТЗА — ГП», снабженный быстродействующими РЧВ и РДП, представляет собой быстродействующую систему автоматического регулирования ЧВ ГТЗА и давления в ГП. Все внешние воздействия, в том числе возмущения, поступающие со стороны гребного винта, воспринимаются и отрабатываются быстродействующей системой с требуемым качеством переходных процессов. Причем сигналы рассогласования регулируемых величин (ЧВ и ДП) в систему управления ЯППУ непосредственно не передаются.

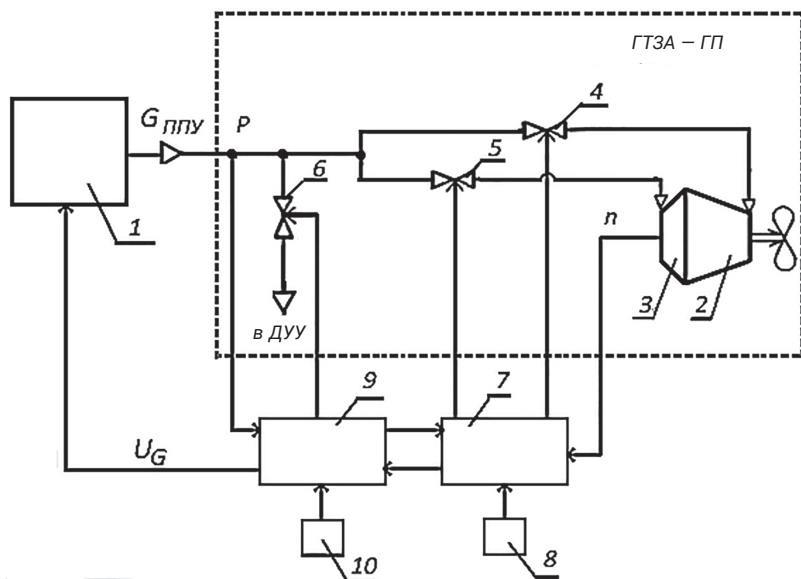


Рис. IV-1. Структурная схема системы совместного управления ЯППУ и ГТЗА с регулированием паропроизводительности по небалансу генерируемого и полезно потребляемого пара:

- 1 — ЯППУ; 2 — ТПХ; 3 — ТЗХ; 4 — КПХ; 5 — КЗХ; 6 — КТ;
7 — РЧВ; 8 — ЗЧВ; 9 — РДП; 10 — ЗДП

Переходные процессы в САР ГТЗА вследствие низкой маневренности ЯППУ завершаются начительно раньше, чем переходный процесс изменения мощности ЯППУ. В установившихся режимах работы САР при появлении сигнала небаланса соответствующего знака $\pm U_G$ происходит изменение мощности ЯППУ с допустимой скоростью. При построении системы совместного управления ЯППУ и ГТЗА по рассмотренной схеме для стабилизации режимов работы ЯППУ при переменных возмущениях введение различных технических средств ограничения возмущений на ЯППУ, в том числе оптимизирующих режимы работы ЯПЭУ при ходе судна на волнении, может производиться именно в канале регулирования паропроизводительности, а не в контуре РЧВ, который решает свои задачи, требующие высокого быстродействия контура.

Проводя сопоставление требований, предъявляемых к системам регулирования современных ППУ, работающих на органическом топливе и ЯППУ, в том числе с точки зрения обеспечения стабилизации режимов работы ППУ, функционирующих в комплексе с ГТЗА, снабженными РЧВ, в условиях переменных возмущений со стороны гребного винта, можно констатировать, что эти требования весьма близки. Это дает основание полагать, что к решению задачи автоматизации управления совместной работой ППУ, вне зависимости от вида используемого в них топлива, и ГТЗА как основных потребителей пара, возможен и целесообразен единый подход, что позволяет ставить задачу разработки системы регулирования ГТЗА, включающей контуры РЧВ и РДП, предназначенной для работы в составе любой судовой главной ПЭУ. В качестве алгоритма управления совместной работой ППУ и ГТЗА, реализующего указанный единый подход к автоматизации управления судовыми ПЭУ на органическом топливе и ЯППУ, может быть принят, в частности, алгоритм, описанный выше применительно к ЯПЭУ, который для определенности назовем управлением ПЭУ с регулированием паропроизводительности по небалансу генерируемого и полезно потребляемого пара.

§ IV-2. ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНАЯ СИСТЕМА РЕГУЛИРОВАНИЯ ГТЗА НА РЕЖИМАХ СОВМЕСТНОГО УПРАВЛЕНИЯ ППУ И ГТЗА

Рассмотрим реализацию алгоритма совместного управления ППУ и ГТЗА с регулированием паропроизводительности ППУ по небалансу генерируемого и полезно потребляемого пара при дифференциальном регулировании ГТЗА.

Найдем в структуре ДСАР ГТЗА (см. рис. III-4) переменные координаты, которые характеризуют величину избытка либо недостатка паропроизводительности ППУ, для организации регулирующего воздействия на ППУ, соответствующего сигналу U_G на рис. IV-1.

1. Режимы избыточной паропроизводительности ППУ

Из принципа действия ДСАР избыточная паропроизводительность ППУ характеризуется одновременно открытыми регулирующими клапанами ПХ и ЗХ. Причем избыток генерируемого пара расходуется через КПХ и КЗХ в пропорции, необходимой для поддержания заданной ЧВ ГТЗА, осуществляемого контуром РЧВ.

На установившемся режиме работы ГТЗА на ПХ имеют место равенства: $\overline{M}_{ТПХ0} = \overline{M}_{В0}$ и $\overline{G}_{ТПХ0} = \overline{G}_{ППУ0}$. При появлении избыточной производительности ППУ можно записать систему уравнений

$$\begin{cases} \overline{M}_{ТПХ0} + \overline{M}_{ТПХизб} - \overline{M}_{ТЗХ} = \overline{M}_{В0}; \\ \overline{G}_{ТПХ0} + \overline{G}_{ТПХизб} + \overline{G}_{ТЗХ} = \overline{G}_{ППУ0} + \overline{G}_{ППУизб}, \end{cases} \quad (4.1)$$

где $\overline{M}_{ТПХизб}$, $\overline{G}_{ТПХизб}$, $\overline{G}_{ППУизб}$ — соответственно избыточные момент и расходы пара.

Подставляя в записанную выше систему выражения для соответствующих вращающих моментов из (3.1), получим

$$\begin{cases} \overline{G}_{ТПХизб} [\mu_{ПХ} - (\mu_{ПХ} - 1) \frac{\overline{n}_0}{\overline{n}_{3Х ном}}] = \overline{G}_{ТЗХ} \frac{\overline{M}_{ТЗХ ном}}{\overline{G}_{ТЗХ ном}} [\mu_{ЗХ} + (\mu_{ЗХ} - 1) \frac{\overline{n}_0}{\overline{n}_{3Х ном}}]; \\ \overline{G}_{ТПХизб} + \overline{G}_{ТЗХ} = \overline{G}_{ППУизб}, \end{cases} \quad (4.2)$$

откуда выразим

$$\bar{G}_{\text{ППУизб}} = \bar{G}_{\text{ТЗХ}} \left[\frac{\bar{M}_{\text{ТЗХ ном}}}{\bar{G}_{\text{ТЗХ ном}}} \frac{\mu_{\text{ЗХ}} + (\mu_{\text{ЗХ}} - 1) \bar{n}_o / \bar{n}_{\text{ЗХ ном}}}{\mu_{\text{ПХ}} - (\mu_{\text{ПХ}} - 1) \bar{n}_o} + 1 \right].$$

После проведения аналогичных преобразований для режимов ЗХ ГТЗА получим

$$\bar{G}_{\text{ППУизб}} = \bar{G}_{\text{ТПХ}} \left[\frac{\bar{G}_{\text{ТЗХ ном}}}{\bar{M}_{\text{ТЗХ ном}}} \frac{\mu_{\text{ПХ}} - (\mu_{\text{ПХ}} - 1) \bar{n}_o}{\mu_{\text{ЗХ}} + (\mu_{\text{ЗХ}} - 1) \bar{n}_o / \bar{n}_{\text{ЗХ ном}}} + 1 \right].$$

Обобщая оба случая (ПХ и ЗХ), запишем

$$\bar{G}_{\text{ППУизб}} = \bar{G}_{\text{прот}} \left\{ \left[\frac{\bar{M}_{\text{ТЗХ ном}}}{\bar{G}_{\text{ТЗХ ном}}} \frac{\mu_{\text{ЗХ}} + (\mu_{\text{ЗХ}} - 1) \bar{n}_o / \bar{n}_{\text{ЗХ ном}}}{\mu_{\text{ПХ}} - (\mu_{\text{ПХ}} - 1) \bar{n}_o} \right]^{\text{sign}(\bar{n}_o)} + 1 \right\}, \quad (4.3)$$

где $\bar{G}_{\text{прот}}$ — расход пара в турбину противоположного направления вращения.

Обозначим выражение в фигурных скобках через $K_G(\bar{n}_o)$:

$$K_G(\bar{n}_o) = \left\{ \left[\frac{\bar{M}_{\text{ТЗХ ном}}}{\bar{G}_{\text{ТЗХ ном}}} \frac{\mu_{\text{ЗХ}} + (\mu_{\text{ЗХ}} - 1) \bar{n}_o / \bar{n}_{\text{ЗХ ном}}}{\mu_{\text{ПХ}} - (\mu_{\text{ПХ}} - 1) \bar{n}_o} \right]^{\text{sign}(\bar{n}_o)} + 1 \right\}. \quad (4.4)$$

Проанализируем выражение, заключенное в последнем уравнении в квадратные скобки, определив область изменений указанного выражения, в частности — проверим на знакопеременность.

Допустим, что справедливо неравенство:

$$\frac{\bar{M}_{\text{ТЗХ ном}}}{\bar{G}_{\text{ТЗХ ном}}} \frac{\mu_{\text{ЗХ}} + (\mu_{\text{ЗХ}} - 1) \bar{n}_o / \bar{n}_{\text{ЗХ ном}}}{\mu_{\text{ПХ}} - (\mu_{\text{ПХ}} - 1) \bar{n}_o} > 0.$$

После преобразования данного неравенства путем домножения правой и левой части на выражение, имеющее положительную область определения и составляющее знаменатель, а именно $\bar{G}_{\text{ТЗХ ном}} [\mu_{\text{ПХ}} - (\mu_{\text{ПХ}} - 1) \bar{n}_o] > 0$, а также деления на $\bar{M}_{\text{ТЗХ ном}} > 0$, получаем

$$\mu_{\text{ЗХ}} + (\mu_{\text{ЗХ}} - 1) \bar{n}_o / \bar{n}_{\text{ЗХ ном}} > 0,$$

что представляет собой тождественное неравенство при имеющих место положительных значениях всех составляющих переменных с учетом того, что кратность пускового момента $\mu_{3X} > 1$.

Таким образом, можно видеть, что в выражении $K_G(\bar{n}_o)$ дробь в квадратных скобках всегда больше нуля, а общее значение, соответственно, всегда больше единицы: $K_G(\bar{n}_o) > 1$.

С учетом (4.3) и (4.4) запишем

$$\bar{G}_{\text{ППУизб}} = K_G(\bar{n}_o) \bar{G}_{\text{прот}}, \quad (4.5)$$

где

$$\bar{G}_{\text{прот}} = \begin{cases} \bar{G}_{\text{ТЗХ}} & \text{на ПХ } (\bar{n}_o > 0) \\ \bar{G}_{\text{ТПХ}} & \text{на ЗХ } (\bar{n}_o < 0). \end{cases}$$

Итак, при избыточной паропроизводительности ППУ и использовании для регулирования ГТЗА дифференциальной САР по величине расхода пара через регулирующий клапан турбины противоположного направления вращения можно однозначно определить по выражению (4.5) величину этой избыточной паропроизводительности, т.е. расход $\bar{G}_{\text{прот}}$, и связанная с ним величина открытия соответствующего регулирующего клапана могут использоваться в качестве регулируемой величины, пропорционально которой должен формироваться сигнал на снижение производительности ППУ при ее избытке.

Решая задачу формирования указанного сигнала, рассмотрим и проанализируем соотношения между расходами пара в ТПХ и ТЗХ при дифференциальном регулировании ГТЗА.

Для рассматриваемого режима ПХ запишем, на первый взгляд, очевидное соотношение расходов пара в ТПХ и ТЗХ, которое можно определить неравенством

$$\bar{G}_{\text{ТПХ}} > \bar{G}_{\text{ТЗХ}}. \quad (4.6)$$

Тем не менее, подтвердим доказательством, что это неравенство справедливо и тождественно во всем диапазоне работы турбоагрегата на режимах ПХ, когда выполняется условие

$$\bar{M}_{\text{ТПХ}} > \bar{M}_{\text{ТЗХ}}.$$

С учетом выражений для моментов из (3.1), произведем соответствующие подстановки:

$$\bar{G}_{\text{ТПХ}}[\mu_{\text{ПХ}} - (\mu_{\text{ПХ}} - 1) \bar{n}_0] > \bar{G}_{\text{ТЗХ}} \frac{\bar{M}_{\text{ТЗХ ном}}}{\bar{G}_{\text{ТЗХ ном}}} [\mu_{\text{ЗХ}} + (\mu_{\text{ЗХ}} - 1) \bar{n}_0 / \bar{n}_{\text{ЗХ ном}}]$$

и далее получаем

$$\frac{\bar{G}_{\text{ТПХ}}}{\bar{G}_{\text{ТЗХ}}} > \frac{\bar{M}_{\text{ТЗХ ном}} [\mu_{\text{ЗХ}} + (\mu_{\text{ЗХ}} - 1) \bar{n}_0 / \bar{n}_{\text{ЗХ ном}}]}{\bar{G}_{\text{ТЗХ ном}} [\mu_{\text{ПХ}} - (\mu_{\text{ПХ}} - 1) \bar{n}_0]}. \quad (4.7)$$

Заметим, что если бы ТПХ и ТЗХ обладали одинаковыми характеристиками, в частности $\mu_{\text{ПХ}} = \mu_{\text{ЗХ}} = \mu$; $\bar{n}_{\text{ЗХ ном}} = \bar{M}_{\text{ТЗХ ном}} = \bar{G}_{\text{ТЗХ ном}} = 1$, то выражение (4.7) приняло бы вид

$$\frac{\bar{G}_{\text{ТПХ}}}{\bar{G}_{\text{ТЗХ}}} > \frac{[\mu + (\mu - 1) \bar{n}_0]}{[\mu - (\mu - 1) \bar{n}_0]}. \quad (4.8)$$

Легко доказать, что правая часть неравенства (4.8) удовлетворяет соотношению

$$\frac{[\mu + (\mu - 1) \bar{n}_0]}{[\mu - (\mu - 1) \bar{n}_0]} > 1. \quad (4.9)$$

Последнее справедливое неравенство подтверждает справедливость

$$\frac{\bar{G}_{\text{ТПХ}}}{\bar{G}_{\text{ТЗХ}}} > 1,$$

что является искомым подтверждением исходного неравенства (4.6) для случая идентичности турбин ПХ и ЗХ.

Теперь рассмотрим условия выполнения неравенства (4.6) для реальных ГТЗА, имеющих ТПХ и ТЗХ с существенно различными характеристиками и номинальными параметрами [39, 38], типовые значения которых для ТЗХ приняты в § III-1:

$$\bar{M}_{\text{ТЗХ ном}} \approx 0,57; \bar{n}_{\text{ЗХ ном}} \approx 0,7; \bar{G}_{\text{ТЗХ ном}} \approx 0,8; \mu_{\text{ПХ}} \approx \mu_{\text{ЗХ}} \approx 2.$$

Используя уравнение моментов в системе (4.1) с учетом их выражений из (3.1), запишем

$$\bar{G}_{ТПХ} = \bar{G}_{ППУ_0} + \bar{G}_{ТЗХ} \frac{\bar{M}_{ТЗХ \text{ ном}}}{\bar{G}_{ТЗХ \text{ ном}}} \frac{\mu_{ЗХ} + (\mu_{ЗХ} - 1)\bar{n}_0/\bar{n}_{ЗХ \text{ ном}}}{\mu_{ПХ} - (\mu_{ПХ} - 1)\bar{n}_0} \quad (4.10)$$

Подставим из (4.10) в неравенство (4.6) значение $\bar{G}_{ТПХ}$

$$\bar{G}_{ППУ_0} + \bar{G}_{ТЗХ} \frac{\bar{M}_{ТЗХ \text{ ном}}}{\bar{G}_{ТЗХ \text{ ном}}} \frac{\mu_{ЗХ} + (\mu_{ЗХ} - 1)\bar{n}_0/\bar{n}_{ЗХ \text{ ном}}}{\mu_{ПХ} - (\mu_{ПХ} - 1)\bar{n}_0} > \bar{G}_{ТЗХ}, \quad (4.11)$$

откуда

$$\bar{G}_{ППУ_0} > \bar{G}_{ТЗХ} \left[1 - \frac{\bar{M}_{ТЗХ \text{ ном}}}{\bar{G}_{ТЗХ \text{ ном}}} \frac{\mu_{ЗХ} + (\mu_{ЗХ} - 1)\bar{n}_0/\bar{n}_{ЗХ \text{ ном}}}{\mu_{ПХ} - (\mu_{ПХ} - 1)\bar{n}_0} \right]$$

или, используя введенный ранее (4.4) переменный коэффициент $K_G(\bar{n}_0)$, перепишем как

$$\bar{G}_{ППУ_0} > \bar{G}_{ТЗХ}[2 - K_G(\bar{n}_0)]. \quad (4.12)$$

Рассмотрим три случая изменения коэффициента $K_G(\bar{n}_0)$.

$K_G(\bar{n}_0) > 2$.

Рассматриваемый диапазон изменения $K_G(\bar{n}_0) > 2$ определяет справедливость неравенства (4.12), т. к. правая часть неравенства отрицательна, а паропроизводительность энергоустановки $\bar{G}_{ППУ_0}$ — естественно, величина положительная.

Таким образом, учитывая равносильность проведенных преобразований исходного неравенства (4.6) к неравенству (4.12), подтверждается тождественность неравенства (4.6) для $K_G(\bar{n}_0) > 2$.

При этом диапазон частот вращения ГТЗА применительно к рассматриваемому случаю определяется как

$$\bar{n}_0 > \frac{\bar{G}_{ТЗХ \text{ ном}}\mu_{ПХ} - \bar{M}_{ТЗХ \text{ ном}}\mu_{ЗХ}}{(\mu_{ЗХ} - 1) \frac{\bar{M}_{ТЗХ \text{ ном}}}{\bar{n}_{ЗХ \text{ ном}}} + \bar{G}_{ТЗХ \text{ ном}}(\mu_{ПХ} - 1)}.$$

После подстановки принятых выше значений параметров ТЗХ:

$$\overline{M}_{\text{ТЗХ ном}} \approx 0,57; \overline{n}_{\text{ЗХ ном}} \approx 0,7; \overline{G}_{\text{ТЗХ ном}} \approx 0,8; \mu_{\text{ПХ}} \approx \mu_{\text{ЗХ}} \approx 2$$

диапазон частот вращения ГТЗА из последнего неравенства определится как

$$\overline{n}_0 > \frac{0,8 \cdot 2 - 0,57 \cdot 2}{(2 - 1) \frac{0,57}{0,7} + 0,8(2 - 1)} = 0,285.$$

$K_G(\overline{n}_0) = 2$, что соответствует частоте вращения $\overline{n}_0 = 0,285$.

Исследуемое неравенство (4.12) в этом случае также справедливо и тождественно, т.к. при подстановке в него $K_G(\overline{n}_0) = 2$ правая часть неравенства (4.12) обращается в 0, а значение паропроизводительности $\overline{G}_{\text{ППУ}_0} > 0$ при работе ПЭУ;

$K_G(\overline{n}_0) < 2$, что соответствует диапазону частот вращения ГТЗА применительно к рассматриваемому случаю

$$\overline{n}_0 < \frac{\overline{G}_{\text{ТЗХ ном}} \mu_{\text{ПХ}} - \overline{M}_{\text{ТЗХ ном}} \mu_{\text{ЗХ}}}{(\mu_{\text{ЗХ}} - 1) \frac{\overline{M}_{\text{ТЗХ ном}}}{\overline{n}_{\text{ЗХ ном}}} + \overline{G}_{\text{ТЗХ ном}} (\mu_{\text{ПХ}} - 1)} = 0,285.$$

Исследуемое неравенство (4.12) запишем с учетом (4.5):

$$\frac{\overline{G}_{\text{ППУ}_{\text{изб}}}}{\overline{G}_{\text{ППУ}_0}} < \frac{1}{\frac{2}{K_G(\overline{n}_0)} - 1}.$$

Правая часть последнего неравенства представляет собой монотонно возрастающую функцию от аргумента $K_G(\overline{n}_0)$ и растет от 1 до ∞ при изменении аргумента в области допустимых значений $1 < K_G(\overline{n}_0) < 2$.

Очевидно, что левая часть рассматриваемого неравенства не может быть равной или большей 1, т.к. избыточная паропроизводительность $\overline{G}_{\text{ППУ}_{\text{изб}}}$ всегда меньше полезно генерируемого расхода пара $\overline{G}_{\text{ППУ}_0}$. Таким образом, можно констатировать тождественность неравенства:

$$\frac{\bar{G}_{\text{ППУ изб}}}{\bar{G}_{\text{ППУо}}} < 1 < \frac{1}{\frac{2}{K_G(\bar{n}_o)} - 1}, \quad (4.13)$$

а это, в свою очередь, указывает на справедливость исследуемого неравенства (4.12), которое было отправным при его равносильном преобразовании к доказанному тождественному неравенству (4.13).

Сопоставляя результаты, полученные при анализе неравенства (4.12) во всей области изменения $K_G(\bar{n}_o)$ на режимах ПХ ГТЗА, можно сделать вывод о том, что при дифференциальном регулировании ГТЗА на режимах ПХ и наличии избыточной паропроизводительности ППУ расход пара в ТПХ всегда больше расхода пара в ТЗХ.

Проведя аналогичные рассуждения для режимов ЗХ, можно заключить, что на ЗХ в аналогичных условиях расход пара в ТЗХ всегда больше, чем в ТПХ.

Вывод: выявленные соотношения между расходами пара в ТПХ и ТЗХ при дифференциальном регулировании ГТЗА на режимах ПХ и ЗХ при избыточной паропроизводительности ППУ позволяют сформировать регулирующее воздействие в систему управления ППУ, однозначно определяющее величину избытка паропроизводительности, а именно — сформировать это воздействие в соответствии с таким алгоритмом, чтобы это воздействие было пропорционально меньшему из двух рассматриваемых расходов пара.

Формирование и реализация алгоритма регулирующего воздействия в систему управления ППУ

При построении системы регулирования удобнее использовать в качестве регулирующих воздействий сигналы, пропорциональные не расходу пара через соответствующие регулирующие клапаны, а перемещениям этих клапанов.

Определим условие, при котором справедлива замена соотношения расходов пара в ТПХ и ТЗХ соотношением перемещений

соответствующих регулирующих клапанов. Характеристики датчиков положения клапанов (БОС ПХ и ЗХ поз. 16 и поз. 17 на рис. III-4) можно описать уравнениями

$$\begin{cases} U_{\text{ПХ}} = k_{\text{ПХ}} m_{\text{ПХ}}, \\ U_{\text{ЗХ}} = k_{\text{ЗХ}} m_{\text{ЗХ}}, \end{cases}$$

где $U_{\text{ПХ}}, U_{\text{ЗХ}}, k_{\text{ПХ}}, k_{\text{ЗХ}}$ — соответственно выходные сигналы и коэффициенты передачи БОС ПХ и БОС ЗХ.

В о.е. при базисе перевода в о.е. $U_{\text{ПХ ном}} = U_6$ и $m_{\text{ПХ ном}} = m_6$:

$$\begin{cases} \bar{U}_{\text{ПХ}} = \bar{m}_{\text{ПХ}}, \\ \bar{U}_{\text{ЗХ}} = \frac{k_{\text{ЗХ}} m_6}{U_6} \bar{m}_{\text{ЗХ}} = \bar{k}_{\text{ЗХ}} \bar{m}_{\text{ЗХ}}. \end{cases}$$

Выражения для расходных характеристик (см. § III-3) при этом запишем (с учетом уравнений датчиков положения) в виде

$$\begin{aligned} \bar{G}_{\text{КПХ}}^*(\bar{m}_{\text{ПХ}}) &= \bar{G}_{\text{ТПХ}} = \bar{U}_{\text{ПХ}}^z, \\ \bar{G}_{\text{КЗХ}}^*(\bar{m}_{\text{ЗХ}}) &= \bar{G}_{\text{ТЗХ}} = \bar{G}_{\text{ТЗХ ном}} \left(\frac{\bar{U}_{\text{ЗХ}}}{\bar{k}_{\text{ЗХ}}} \right)^z. \end{aligned}$$

Выбрав $\bar{k}_{\text{ЗХ}}$ таким, что $\bar{k}_{\text{ЗХ}} = \sqrt[z]{\bar{G}_{\text{ТЗХ ном}}}$, получим

$$\bar{G}_{\text{ТПХ}} = \bar{U}_{\text{ПХ}}^z \text{ и } \bar{G}_{\text{ТЗХ}} = \bar{U}_{\text{ЗХ}}^z.$$

При этом, если выполняются неравенства $\bar{G}_{\text{ТПХ}} > \bar{G}_{\text{ТЗХ}}$ на ПХ и $\bar{G}_{\text{ТЗХ}} > \bar{G}_{\text{ТПХ}}$ на ЗХ, то соответственно выполняются неравенства $\bar{U}_{\text{ПХ}} > \bar{U}_{\text{ЗХ}}$ и $\bar{U}_{\text{ЗХ}} > \bar{U}_{\text{ПХ}}$.

Таким образом, при выбранном коэффициенте передачи $\bar{k}_{\text{ЗХ}}$ датчика положения КЗХ из условия $\bar{k}_{\text{ЗХ}} = \sqrt[z]{\bar{G}_{\text{ТЗХ ном}}}$ соотношения расходов через регулирующие клапаны будут эквивалентны соотношениям сигналов датчиков положений клапанов.

Для формирования сигнала, пропорционального меньшему из двух рассматриваемых сигналов $\bar{U}_{\text{ПХ}}$ и $\bar{U}_{\text{ЗХ}}$, обратимся к доста-

точно лаконичному математическому выражению, которое представляет собой искомый алгоритм формирования регулирующего сигнала в систему управления ППУ:

$$\bar{U}_B = \bar{U}_{ПХ} + \bar{U}_{ЗХ} - |\bar{U}_{ПХ} - \bar{U}_{ЗХ}|. \quad (4.14)$$

Из этого выражения следует

- при $\bar{U}_{ПХ} > \bar{U}_{ЗХ}$: $\bar{U}_B = 2\bar{U}_{ЗХ}$,
- при $\bar{U}_{ЗХ} > \bar{U}_{ПХ}$: $\bar{U}_B = 2\bar{U}_{ПХ}$,
- при $\bar{U}_{ПХ} = \bar{U}_{ЗХ}$: $\bar{U}_B = \bar{U}_{ПХ} + \bar{U}_{ЗХ}$,
- при $\bar{U}_{ПХ} = 0$ или $\bar{U}_{ЗХ} = 0$: $\bar{U}_B = 0$.

Структурная схема, соответствующая выражению (4.14), представлена на рис. IV-2, а. Указанная структура может быть реализована, например, устройством — выделителем минимального сигнала (ВМ), возможный вариант реализации которого на базе аналогового электрического трансформаторно-выпрямительного узла представлен на рис. IV-2, б [16].

ВМ в трансформаторно-выпрямительной реализации состоит из двух трехобмоточных трансформаторов. По одной из двух выходных обмоток трансформаторов подключены к выпрямительным мостам Вп1 и Вп3. Сумма выходных напряжений выпрямительных мостов Вп1 и Вп3, включенных согласно друг относительно друга, реализует сумму $\bar{U}_{ПХ} + \bar{U}_{ЗХ}$ в выражении (4.14). Вторые из выходных обмоток трансформаторов включены друг относительно друга встречно и подключены к выпрямителю Вп2, на выходе которого имеет место напряжение $|\bar{U}_{ПХ} - \bar{U}_{ЗХ}|$, подключенное встречно относительно напряжений $\bar{U}_{ПХ}$ и $\bar{U}_{ЗХ}$. Принципиальная схема ВМ на рис. IV-2 обеспечивает простую реализацию устройства с использованием переменных входных напряжений, что позволяет подключать ВМ непосредственно к выходам наиболее распространенных аналоговых датчиков положения — линейных вращающихся трансформаторов. Естественно, что возможны и другие формы реализации ВМ,

например на аналоговых операционных усилителях или на средствах цифровой микропроцессорной техники.

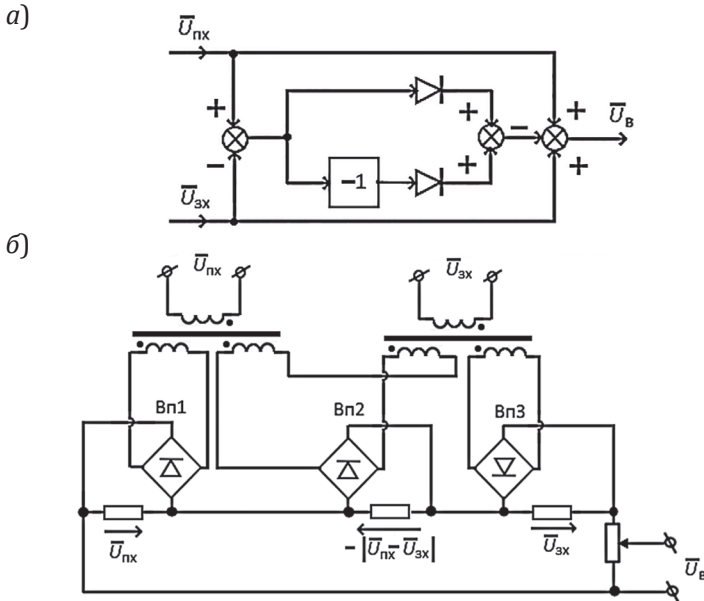


Рис. IV-2. Структурная (а) и принципиальная (б) электрические схемы выделителя минимального сигнала

Итак, при дифференциальном регулировании ГТЗА, работающего, в частности, в составе ПЭУ с ППУ на органическом топливе, при избыточной паропроизводительности ППУ выходной сигнал ВМ, будучи поданным в систему управления ППУ, вызовет снижение ее паропроизводительности, направленное на обеспечение баланса в ПЭУ генерируемого и полезно потребляемого пара.

При дифференциальном регулировании ГТЗА, работающего в составе ЯПЭУ, в которой для цели поддержания заданного давления в ГП при избыточных паропроизводительностях ЯППУ предусматривается специальный регулирующий орган КТ; выходной сигнал ВМ должен подаваться в систему управления КТ, обеспечивая его открытие. ДСАР ГТЗА при этом будет осу-

шествовать постепенное одновременное прикрытие КПХ и КЗХ вплоть до полного закрытия клапана турбины, являющейся для заданной ЧВ ГТЗА турбиной противоположного направления вращения. В систему управления регулирующими органами ЯППУ для снижения ее паропроизводительности в рассматриваемом случае следует подавать сигнал, пропорциональный положению сервомотра КТ, через который в установившихся режимах в ДУУ сбрасываются имеющиеся излишки пара.

2. Режимы недостаточной паропроизводительности ППУ

Соблюдение приоритетности ППУ по отношению к ГТЗА, как это было отмечено выше, при недостаточной паропроизводительности ППУ обуславливает необходимость ограничения открытия либо необходимость прикрытия, вплоть до полного закрытия, регулирующих клапанов ТПХ и ТЗХ. Таким образом, если на режимах избыточной паропроизводительности либо при балансе генерируемого и полезно потребляемого пара САР ГТЗА обеспечивает автоматическое регулирование двух величин — ЧВ ГТЗА и давления в ГП, то при недостаточной паропроизводительности САР ГТЗА должна обращаться в систему регулирования одной физической величины, а именно — давления в ГП, в связи с чем САР ГТЗА может быть отнесена к простейшим адаптивным системам с переменной структурой [53]. Изменение структуры при этом заключается в автоматическом размыкании контура регулирования ЧВ при недостаточной паропроизводительности ППУ. Указанное изменение структуры дифференциальной САР ГТЗА при недостаточной паропроизводительности осуществляется путем организации при закрытии регулирующего клапана турбины противоположного направления вращения компенсационного канала, позволяющего получить практически полную инвариантность перемещения регулирующего клапана турбины прямого направления вращения от сигнала ошибки контура регулирования ЧВ. Структурную реализацию компенсационного канала рассмотрим ниже при рассмотрении структурно-функциональной схемы ДСАР ГТЗА во взаимодействии с системой управления ППУ.

§ IV-3. СТРУКТУРНО-ФУНКЦИОНАЛЬНАЯ СХЕМА ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОЙ САР ГТЗА ВО ВЗАИМОДЕЙСТВИИ С СИСТЕМОЙ УПРАВЛЕНИЯ ППУ

Структурно-функциональная схема пропорционально-интегральной ДСАР ГТЗА во взаимодействии с системой управления паропроизводительностью ППУ, включающая в свой состав ВМ и компенсационные каналы ПХ и ЗХ, а также отражающая необходимые отличия связей в системе при использовании ДСАР ГТЗА в составе ЯПЭУ, по сравнению с ее использованием в составе ПЭУ с котельной паропроизводящей частью, представлена на рис. IV-3. Основу схемы составляет структура, рассмотренная в § III-2 и представленная на рис. III-4, отражающая принцип работы ДСАР на квазистатических режимах избыточной паропроизводительности ППУ.

При совместном управлении турбоагрегатом, снабженным ДСАР, и ППУ, работающей на органическом топливе (см. часть схемы на рис. IV-3, изображенную непрерывными линиями), выходной сигнал ВМ 33, ко входам которого подключены согласующие усилители 35 и 36 сигналов от БОС 19, 20 промежуточных сервомоторов ПХ 22 и ПСМЗХ 23, пропорциональных положениям КПХ и КЗХ, поступает на вход ПИ-регулятора паропроизводительности 39 ППУ 40. Этот сигнал $\bar{U}_B$, появляющийся при одновременно открытых КПХ и КЗХ вследствие избытка паропроизводительности ППУ, вызовет ее снижение до состояния баланса генерируемого и полезно потребляемого пара.

Рассмотрим действие компенсационных каналов при реализации изменения структуры ДСАР ГТЗА на режимах недостаточной паропроизводительности ППУ и найдем сигнал в системе регулирования, который может быть использован в качестве регулирующего воздействия на пропорционально-интегральный (ПИ-) регулятор ППУ с целью увеличения ее паропроизводительности до требуемого баланса.

Суммарный сигнал $\bar{U}_4$ компенсационных каналов ПХ 29 и ЗХ 30 пропорционален модулю сигнала $\bar{U}_1$ в контуре РЧВ.

§ IV-3. Структурно-функциональная схема дифференциальной САР ГТЗА во взаимодействии с системой управления ППУ

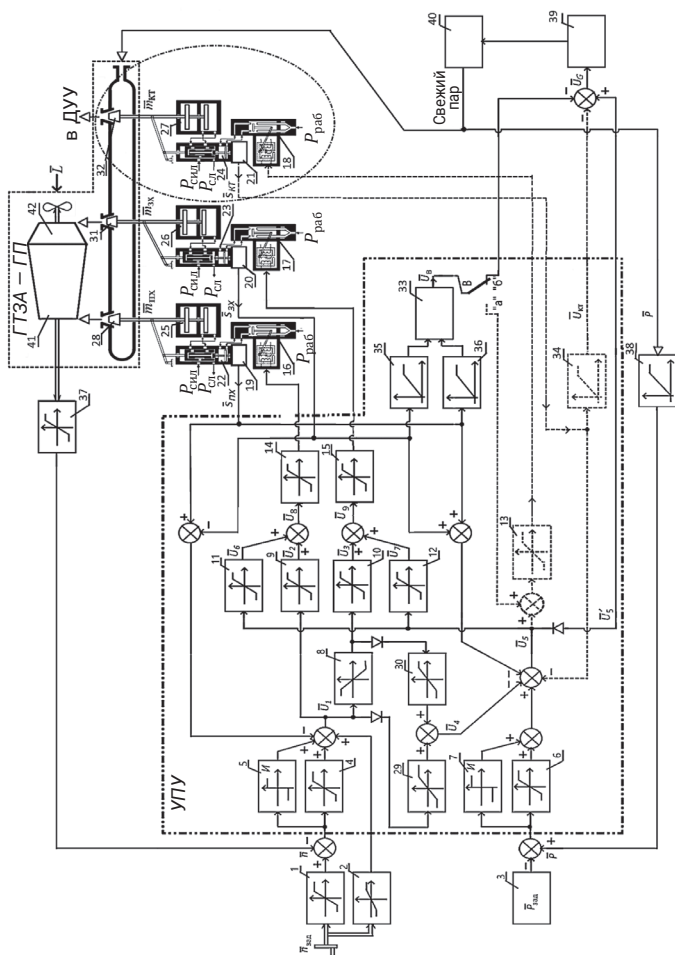


Рис. IV-3. Структурно-функциональная схема ДСАР ГТЗА во взаимодействии с системой управления ППУ: 1, 2, 3 — ЗЧВ, ЗДП; 4, 5 — П-канал и И-канал усилителя рассогласования РЧВ; 6, 7 — П-канал и И-канал усилителя рассогласования РДП; 8 — инвертор; 9, 10 — усилители РЧВ ПХ и ЗХ; 11, 12 — усилители РДП ПХ, ЗХ; 13, 14, 15 — усилители ЭГП КПХ, КЗХ и КТ; 16, 17, 18 — ЭГП КПХ, КЗХ и КТ; 19, 20, 21 — БОС ПСМ КПХ, КЗХ и КТ; 22, 23, 24 — интегрирующие ПСМ КПХ, КЗХ и КТ; 25, 26, 27 — СМ КПХ, КЗХ и КТ; 28, 31, 32 — КПХ, КЗХ и КТ; 29, 30 — компенсационные канала ПХ и ЗХ; 33 — ВМ; 34, 35, 36 — согласующие усилители; 37 — ДЧВ; 38 — ДДП; 39 — ПИ-регулятор ППУ; 40 — ППУ; 41 — ТПХ; 42 — ТЗХ

Обозначим коэффициенты передачи компенсационного канала ПХ через K_{29} , ЗХ — через K_{30} , а усилителей 9, 10, 11, 12 соответственно — K_9 , K_{10} , K_{11} , K_{12} . В квазистатических режимах недостаточной паропроизводительности ППУ открытым остается только один регулирующий клапан (турбины прямого направления вращения). Клапан турбины обратного направления вращения находится на «упоре» (полностью закрыт), соответственно канал управления этим клапаном в процессе регулирования не участвует.

Учитывая справедливость принципа суперпозиции [57] для линейных участков характеристик звеньев САР, для составляющей сигналов $\bar{U}_8$ и $\bar{U}_9$ на входах усилителей 14, 15 ЭГП КПХ — 16 и КЗХ — 17, зависящей от сигнала $\bar{U}_1$ контура РЧВ, можно записать

$$\begin{aligned} \text{— на режимах ПХ:} \quad & \bar{U}_1 K_9 + \bar{U}_5^{\text{ЧВ}} K_{11} = \bar{U}_8^{\text{ЧВ}}, \\ \text{— на режимах ЗХ:} \quad & -\bar{U}_1 K_{10} + \bar{U}_5^{\text{ЧВ}} K_{12} = \bar{U}_9^{\text{ЧВ}}, \end{aligned}$$

где индексом «ЧВ» обозначены составляющие соответствующих сигналов, зависящие от сигналов регулирования контура РЧВ.

При подстановке, с учетом инвертирования в инверторе 8 и детектирования (см. на рис. IV-3 линии с изображенными детектирующими элементами), в записанные уравнения выражений:

$$\text{— для ПХ:} \quad \bar{U}_4 = \bar{U}_5^{\text{ЧВ}} = -\bar{U}_1 K_{29}, \quad (4.15)$$

$$\text{— для ЗХ:} \quad \bar{U}_4 = \bar{U}_5^{\text{ЧВ}} = \bar{U}_1 K_{30} \quad (4.16)$$

получим

$$\text{— на ПХ:} \quad \bar{U}_1 (K_9 - K_{11} K_{29}) = \bar{U}_8^{\text{ЧВ}}, \quad (4.17)$$

$$\text{— на ЗХ:} \quad \bar{U}_1 (K_{12} K_{30} - K_{10}) = \bar{U}_9^{\text{ЧВ}}. \quad (4.18)$$

Из двух последних уравнений следует, что при недостаточной паропроизводительности ППУ, за счет выбора коэффициентов передачи компенсационных каналов из условий:

$$K_{29} = \frac{K_9}{K_{11}} \quad (4.19)$$

$$K_{30} = \frac{K_{10}}{K_{12}}, \quad (4.20)$$

в канале управления регулирующим клапаном турбины прямого направления вращения составляющая, зависящая от сигнала регулирования ЧВ, будет отсутствовать $\bar{U}_8^{\text{ЧВ}} = 0$ (на ЗХ $\bar{U}_8^{\text{ЧВ}} = 0$), что эквивалентно размыканию контура регулирования ЧВ.

Одновременно на рассматриваемом квазистатическом режиме недостаточной паропроизводительности ППУ при происшедшем размыкании компенсационными сигналами контура РЧВ в системе регулирования присутствует информационный сигнал, свидетельствующий о недостатке паропроизводительности, который может использоваться как регулирующее воздействие в систему управления ППУ для устранения имеющего место небаланса генерируемого и полезно потребляемого пара.

Определим место формирования и значение этого сигнала.

Для рассматриваемого квазистатического режима недостаточной паропроизводительности ППУ можно записать уравнения, имеющие место вследствие равенства нулю суммарных сигналов на входах интегрирующих ПСМ ПХ 22 и ПСМ ЗХ 23 (в статике неподвижных):

$$\text{— на режимах ПХ:} \quad \bar{U}_1 K_9 + \bar{U}_5 K_{11} = 0, \quad (4.21)$$

$$\text{— на режимах ЗХ:} \quad -\bar{U}_1 K_{10} + \bar{U}_5 K_{12} = 0, \quad (4.22)$$

где $\bar{U}_5$ — суммарный сигнал, включающий в себя в качестве составляющих сигналы как контура регулирования ЧВ, так и контура регулирования ДП.

Из последних выражений следует:

— на режимах ПХ:

$$\bar{U}_5 = -\bar{U}_1 \frac{K_9}{K_{11}}, \quad (4.23)$$

— на режимах ЗХ:

$$\bar{U}_5 = \bar{U}_1 \frac{K_{10}}{K_{12}}. \quad (4.24)$$

Отметим, что на квазистатических режимах избыточной паропроизводительности и при установившемся балансе генерирования и потребления пара, когда функционируют одновременно оба контура регулирования (РЧВ и РДП), уравнения (4.21) и (4.22) образуют систему уравнений, имеющую очевидное решение $\bar{U}_1 = \bar{U}_5 = 0$.

При недостаточной паропроизводительности ППУ имеют место полученные выражения (4.23) и (4.24).

Учитывая, что сигнал $\bar{U}_1$, согласно схеме на рис. IV-3, является функцией переменных в системе регулирования

$$\bar{U}_1 = f[(\bar{n}_{\text{зад}} - \bar{n}); \int (\bar{n}_{\text{зад}} - \bar{n}) dt; (\bar{s}_{\text{ПХ}} - \bar{s}_{\text{ЗХ}})]$$

и свидетельствует о величине несоответствия ЧВ ГТЗА и положения регулирующего клапана заданным их значениям (при недостаточной паропроизводительности), сигнал $|\bar{U}_1| = \bar{U}_5$ может быть использован для подачи его в систему управления паропроизводительностью ППУ для ее увеличения до достижения требуемого баланса.

На схеме ДСАР, представленной на рис. IV-3, при совместном управлении ГТЗА и ППУ, работающей на органическом топливе, для реализации алгоритма управления с регулированием паропроизводительности ППУ по небалансу генереруемого и полезно потребляемого пара предусмотрена связь из ДСАР ГТЗА на вход ПИ-регулятора 39 ППУ в виде сигнала

$$\bar{U}_G = \bar{U}_5' - \bar{U}_B,$$

причем $\bar{U}_5'$ представляет собой детектированный сигнал $\bar{U}_5$.

При использовании ДСАР ГТЗА в составе ЯПЭУ, имеющей в контуре регулирования давления в ГП специальный регулирующий орган КТ (на схеме рис. IV-3 заключен в штрих-пунктирный эллипс) со своей следящей системой управления, изображенной на рис. IV-3 пунктирными сигнальными линиями, регулирование ДП в системе осуществляется воздействием на положение трех клапанов — КПХ, КЗХ и КТ.

Для исключения в установившихся режимах одновременного открытого состояния всех трех клапанов, т.е. обеспечения закрытия клапана турбины противоположного направления вращения, выходной сигнал $\overline{U}_B$ ВМ 33 подается на вход усилителя 13 канала управления КТ (при положении «а» переключателя В), вызывая перемещение КТ в сторону открытия и увеличения сброса пара в ДУУ до полного закрытия клапана турбины, при котором $\overline{U}_B = 0$. Величина открытия КТ в установившемся (точнее — квазистатическом) режиме в рассматриваемом случае избыточной паропроизводительности ЯППУ свидетельствует о величине избытка пара. На вход ПИ-регулятора 39 в этом случае должен быть подан сигнал, пропорциональный величине открытия КТ (на рис. IV-3 сигнал $\overline{U}_{КТ}$).

ВЫВОДЫ ПО МАТЕРИАЛАМ ГЛАВЫ IV

1. Задача совместного управления ППУ и ГТЗА при автоматическом регулировании баланса генерируемого и полезно потребляемого пара, в связи с относительно малой маневренностью ППУ по сравнению с ГТЗА и приложением относительно быстро меняющихся внешних воздействий, главным образом к ГТЗА (с последующей их передачей в систему управления ППУ), носит противоречивый характер. Это следует из того, что решение названной задачи требует, с одной стороны, высокого качества регулирования ЧВ ГТЗА, сопряженного с необходимостью быстрых изменений потребления пара турбоагрегатом, и давления в ГП, а с другой стороны — максимально возможной стабилизации режимов работы ППУ, в особенности ЯППУ.

Указанное противоречие обуславливает необходимость введения приоритета ППУ по отношению к ГТЗА и соответственного построения системы регулирования, реализующей при недостаточной паропроизводительности ППУ изменение структуры, которое будет обеспечивать приоритетное поддержание заданного давления в ГП с ограничением потребления пара турбоагрегатом.

2. Идентичность требований к организации совместной работы ППУ и ГТЗА в судовых ПЭУ, использующих органическое топливо, и в ЯПЭУ позволяет подойти к проектированию САР ГТЗА, работающих в составе ПЭУ обоих видов, с одних позиций и осуществлять совместное управление ППУ и ГТЗА по единому алгоритму.

3. Алгоритм совместного управления ППУ и ГТЗА с регулированием паропроизводительности по небалансу генерируемого и полезно потребляемого пара позволяет обеспечить управление ППУ с допустимыми скоростями изменения паропроизводительности при высоком качестве регулирования ЧВ ГТЗА и давления в ГП с учетом существующей приоритетности ППУ по отношению к ГТЗА.

При этом с целью стабилизации режимов работы ППУ при переменных возмущениях, поступающих в ПЭУ при ходе судна в условиях волнения моря, предусмотрена возможность ограничения этих возмущений путем введения каких-либо средств ограничения в канал регулирования паропроизводительности ППУ без установки подобных элементов в контур быстрогодействия РЧВ.

4. Реализация алгоритма управления ПЭУ с регулированием паропроизводительности по небалансу генерирования и потребления пара при дифференциальном регулировании ГТЗА позволяет получить единую структуру автоматической системы управления и регулирования ЧВ и ДП судовых ПЭУ, имеющих котельную паропроизводящую установку, в которой обеспечивается регулирование давления свежего пара в динамике путем воздействия на КПХ и КЗХ ГТЗА, а в статике — путем обеспечения баланса генерирования и потребления пара котельным регулятором, ядерную паропроизводящую установку при поддержании ДП в динамике — путем одновременного воздействия на КПХ, КЗХ и КТ, а в статике — путем обеспечения баланса генерирования и потребления пара регулятором производительности ЯППУ.

Глава V

СТАТИЧЕСКИЕ И ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОЙ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ГТЗА

§ V-1. ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНАЯ САР ГТЗА КАК ДВУХСВЯЗНАЯ СИСТЕМА РЕГУЛИРОВАНИЯ

В составе главной судовой ПЭУ как объекта управления и регулирования главный турбоагрегат и главный паропровод являются составными частями, которые характеризуются инерционностями одного порядка. Существенное взаимовлияние ЧВ ГТЗА и давления в ГП при их автоматическом регулировании, близость инерционных характеристик ГТЗА и ГП указывают на целесообразность выделения двух названных объектов регулирования в единый двухсвязный объект «ГТЗА-ГП» и исследования системы регулирования названных величин с использованием методов исследования многосвязных систем. Такой подход особенно актуален применительно к дифференциальной САР ГТЗА, т. к. в ней для регулирования как ЧВ турбоагрегата, так и давления в ГП используются одни и те же регулирующие органы — КПХ и КЗХ, из чего вытекает обязательность совместного рассмотрения процессов, происходящих в контурах регулирования обеих регулируемых величин.

Для дальнейшего изучения свойств собственно дифференциальной САР реверсивного ГТЗА от структурно-функциональной схемы на рис. IV-3, которая охватывает варианты использования САР применительно к ПЭУ на органическом топливе и в ЯПЭУ, перейдём к схеме на рис. V-1¹, на которой представлена ДСАР как система, имеющая в качестве регулирующих органов только КПХ и КЗХ (КТ — исключен).

¹ С целью прослеживания преемственности схем позиционные обозначения на схеме рис. V-1 в основном соответствуют с некоторыми пропусками обозначениям на схеме рис. IV-3.

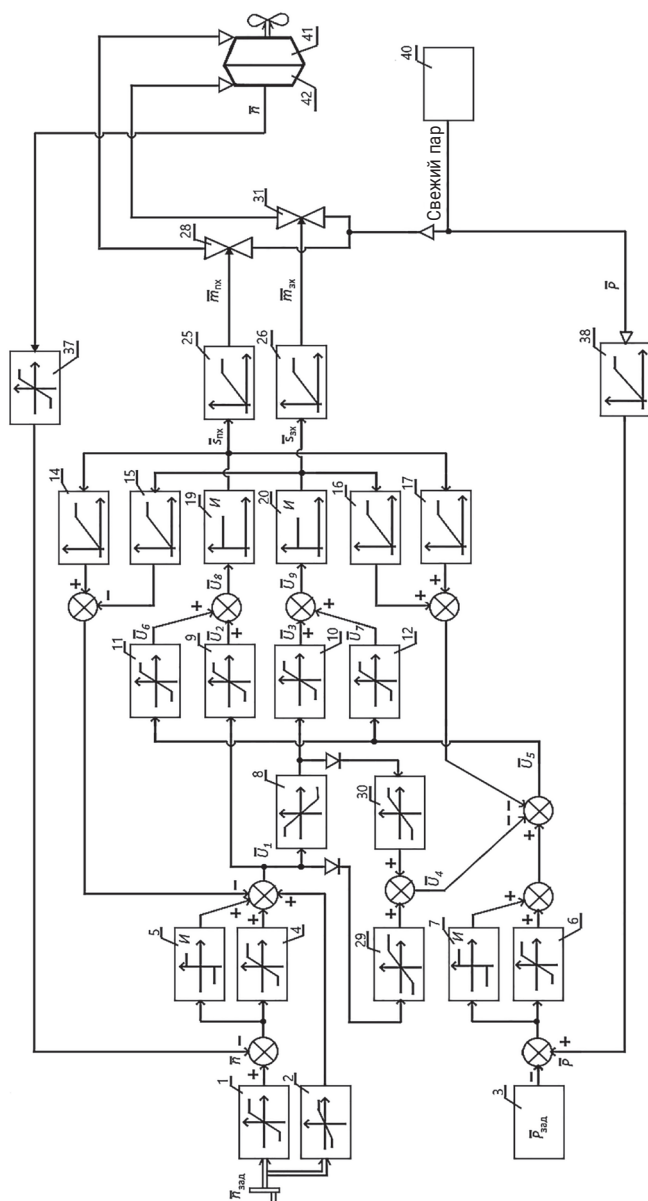


Рис. V-1. Расчетная структурная схема ДСАР ГТЗА:

1, 2, 3 — ЗЧВ, ЗДП; 4, 5 — П-канал и И-канал усилителя рассогласования РДП; 6, 7 — П-канал и И-канал усилителя рассогласования РДП; 8 — инвертор; 9, 10 — усилители РЧВ ПХ и ЗХ; 11, 12 — усилители РДП ПХ, ЗХ; 14, 15 — усилители-преобразователи БОС контура РЧВ; 16, 17 — усилители-преобразователи БОС контура РДП; 19, 20 — интегрирующие ПСМ ПХ и ЗХ; 25, 26 — СМ КПХ, КЗХ; 28, 31 — КПХ, КЗХ; 29, 30 — компенсационные каналы ПХ и ЗХ; 37 — ДЧВ; 38 — ДДП; 40 — ППУ; 41 — ТПУ; 42 — ТЗХ

В соответствии с принятой классификацией многосвязных САР [45, 59] при дальнейшем анализе будем считать ДСАР ГТЗА квадратной двухсвязной системой регулирования с двумя сепаратными контурами регулирования — ЧВ турбоагрегата и давления в ГП с перекрёстными связями как между объектами регулирования, так и между регуляторами. Для каждого из рассматриваемых контуров имеют место по одному внешнему собственному управлению и возмущающему воздействию: в контуре регулирования ЧВ — соответственно сигнал от ЗЧВ и момент сопротивления гребного винта, а в контуре регулирования ДП — сигнал от ЗДП и паропроизводительность ППУ. При этом каждое собственное внешнее воздействие одного контура является несобственным («чужим») воздействием для другого. Классифицируя сепаратные контуры САР ГТЗА по целевому назначению, контур регулирования ЧВ можно отнести к двум классам систем: автоматической стабилизации — при неизменном положении ЗЧВ на режимах установившегося движения судна и к классу следящих систем — в режимах маневрирования судна с изменением ЧВ ГТЗА; контур регулирования давления в ГП можно отнести к системам автоматической стабилизации, т. к. РДП призван во всём диапазоне изменения режимов работы ПЭУ обеспечить постоянство ДП. Таким образом, рассматриваемую двухсвязную САР можно отнести к смешанным, в которых сепаратные контуры имеют, как в нашем случае, различное целевое назначение.

Формулируя требования к качеству регулирования ЧВ и ДП, которые должна обеспечивать САР ГТЗА, представляется целесообразным рассматривать эти требования отдельно для каждого из указанных выше режимов работы каждого из сепаратных контуров регулирования, а затем формулировать требования к качеству их совместной работы.

Как следует из теории систем автоматического регулирования [20], качество работы любой системы регулирования в конечном счете определяется величиной ошибки — разностью между требуемым и действительным значениями регулируемой величины при различных управляющих и возмущающих воздействиях и оценивается как в установившихся режимах, так и при определённых типовых воздействиях.

Рассмотрим сепаратный контур регулирования ЧВ ГТЗА. Как отмечалось в предыдущих разделах, из двух принятых во внимание основных собственных внешних воздействий возмущающее воздействие со стороны гребного винта на режимах стабилизации заданной ЧВ является наиболее тяжелым для контура регулирования ЧВ. Эти режимы работы ГТЗА обуславливают необходимость предъявления к степени неравномерности регулирования ЧВ и быстродействию контура РЧВ весьма жестких требований и выдвигают их в разряд основных.

Рассматривая внешние собственные возмущения в сепаратном контуре регулирования давления в ГП, отметим, что управляющее воздействие (уставка) здесь неизменно, возмущающее воздействие — изменение паропроизводительности ППУ характеризуется длительностью, по сравнению с которой временами переходных процессов в САР ГТЗА можно пренебречь и считать процессы изменения паропроизводительности ППУ квазистатическими по отношению к процессам в САР ГТЗА. В связи с этим качество регулирования давления в ГП в двухсвязной САР турбоагрегата определяется, главным образом, взаимодействием сепаратных контуров через перекрёстные связи.

Рассматривая структуру ДСАР ГТЗА с точки зрения возможности реализации в ней автономности регулирования ЧВ и ДП, следует отметить, что эта система удовлетворяет принципу двухканальности академика Б. Н. Петрова [49], заключающемуся в том, что в динамической системе должно быть по меньшей мере два канала воздействия возмущения на координату, инвариантность которой от этого возмущения должна быть обеспечена. Эти каналы иногда называют дифференциальной вилкой [44]. В нашем случае структурная особенность двухсвязного объекта «ГТЗА—ГП» (см. рис. IV-3), обусловленная существованием двух регулирующих органов — КПХ и КЗХ, предопределяет возможность построения двухсвязной системы регулирования ЧВ и ДП без введения дополнительных компенсационных связей со специальными регулируемыми органами. ДСАР ГТЗА эту возможность использует. Физический смысл условия взаимной инвариантности ЧВ и ДП в ДСАР состоит в том, что при управлении ЧВ за счет одновременного изменения расходов пара

в ТПХ и ТЗХ образуется дифференциальная вилка воздействий на ГП, а при возникновении возмущений, прикладываемых к ГП, например при изменении паропроизводительности ППУ, при одновременном открытии КПХ и КЗХ образуется дифференциальная вилка воздействий на ГТЗА. Естественно, что инвариантность ЧВ и ДП может существовать только при достаточной паропроизводительности ППУ. При недостаточной — обеспечивается приоритетное регулирование ДП. В ДСАР указанный приоритет осуществляется еще одной дифференциальной вилкой, которая образуется автоматически за счет компенсационных каналов (см. § IV-3).

§ V-2. СТАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОЙ САР ГТЗА

Рассматривая ДСАР ГТЗА как нелинейную двухсвязную систему, ее статический анализ проведем путем решения алгебраических уравнений, описывающих установившиеся режимы работы системы. Обозначим статические коэффициенты передачи пропорциональных, линейных в рабочих диапазонах, звеньев расчетной схемы, представленной на рис. V-1, звено 1 — k_1 , звено 2 — k_2 , звено 4 — k_4 , звено 6 — k_6 и т.д. Интегральные каналы (звенья 5 и 7) усилителей рассогласования обоих сепаратных контуров регулирования исключим из рассмотрения в связи с тем, что системы регулирования, реализующие законы регулирования с интегральными составляющими, имеют нулевые статические ошибки регулирования, и их внешние статические характеристики имеют вид прямых линий. При этом результаты анализа таких систем менее наглядны, чем пропорциональных, где пропорциональность всех звеньев определяет пропорциональную зависимость входных и выходных их координат, и что самое главное, статические характеристики интегральных сепаратных контуров регулирования не позволяют оценить в многосвязной САР степень реализации статической автономности сепаратных контуров, достигаемой перекрестными связями.

Как известно, статические характеристики многосвязных систем представляют собой пространственные образы, поскольку определяют зависимость между установившимися значениями нескольких физических величин. Однако для удобства графического представления статических характеристик используем метод сечений, заключающийся в фиксировании установившихся значений ряда воздействий и построении плоского графика установившихся значений интересующей регулируемой величины от интересующего воздействия [23, 59]. Следует отметить, что громоздкость расчетной системы алгебраических уравнений даже в рассматриваемом случае двухсвязной САР обуславливает необходимость проведения расчета статических характеристик с помощью ЭВМ.

1. Алгоритм расчета статических характеристик дифференциальной САР ГТЗА

Учитывая принятые выше обозначения коэффициентов передачи звеньев расчетной схемы на рис. V-1 и используя обозначения сигналов, нанесённые на схему, а также принимая во внимание, что при выборе в качестве базисного режима (для использования безразмерной формы записи) номинального режима работы установки будут справедливы равенства $K_1 = K_{25} = K_{26} = K_{37} = K_{38} = 1$ ($\bar{m}_{\Pi X} = \bar{s}_{\Pi X}$; $\bar{m}_{3X} = \bar{s}_{3X}$), запишем уравнения статики в виде

$$\left\{ \begin{array}{l} \bar{U}_1 = (\bar{n}_{\text{зад}} - \bar{n})K_4 + \bar{n}_{\text{зад}}K_2 - \bar{m}_{\Pi X}K_{14} + \bar{m}_{3X}K_{15}; \\ \bar{U}_2 = \bar{U}_1K_9; \\ \bar{U}_3 = -\bar{U}_1K_{10}; \\ \bar{U}_4 = \bar{U}_1[0,5 + (\text{sign}\bar{U}_1)0,5]K_{29} - \bar{U}_1[0,5 - (\text{sign}\bar{U}_1)0,5]K_{30}; \\ \bar{U}_5 = (\bar{P} - \bar{P}_{\text{зад}})K_6 - \bar{U}_4 - \bar{m}_{\Pi X}K_{17} + \bar{m}_{3X}K_{16}; \\ \bar{U}_6 = \bar{U}_5K_{11}; \\ \bar{U}_7 = \bar{U}_5K_{12}; \\ \bar{U}_8 = \bar{U}_2 + \bar{U}_6; \\ \bar{U}_9 = \bar{U}_3 + \bar{U}_7. \end{array} \right. \quad (5.1)$$

В установившихся режимах работы САР при достаточной паропроизводительности ППУ для входных сигналов интегрирующих ПСМ ПХ 19 и ПСМ ЗХ 20 справедливо

$$\bar{U}_8 = \bar{U}_9 = 0;$$

или

$$\begin{cases} \bar{U}_2 + \bar{U}_6 = 0; \\ \bar{U}_3 + \bar{U}_7 = 0. \end{cases}$$

Выразив $\bar{U}_2$, $\bar{U}_3$, $\bar{U}_6$, $\bar{U}_7$ через $\bar{U}_1$ и $\bar{U}_5$, получим систему

$$\begin{cases} \bar{U}_1 K_9 + \bar{U}_5 K_{11} = 0; \\ -\bar{U}_1 K_{10} + \bar{U}_5 K_{12} = 0, \end{cases}$$

которая имеет решение

$$\bar{U}_1 = \bar{U}_5 = 0.$$

Приравняв нулю выражения для $\bar{U}_1$ и $\bar{U}_5$ из системы (5.1), получим

$$\begin{aligned} \bar{m}_{\text{ПХ}} &= \frac{(\bar{n}_{\text{зад}} - \bar{n})K_4 + \bar{n}_{\text{зад}}K_2 + \bar{m}_{\text{ЗХ}}K_{15}}{K_{14}}; \\ \bar{m}_{\text{ЗХ}} &= \frac{(\bar{P} - \bar{P}_{\text{зад}})K_6 + \bar{m}_{\text{ПХ}}K_{17}}{K_{16}}, \end{aligned}$$

откуда найдем

$$\bar{m}_{\text{ПХ}} = \frac{\bar{n}_{\text{зад}}K_{16}(K_2 + K_4) - \bar{n}K_4K_{16} - (\bar{P} - \bar{P}_{\text{зад}})K_6K_{15}}{K_{14}K_{16} + K_{15}K_{17}} = f_{\text{ПХ}}(\bar{n}, \bar{P}); \quad (5.2)$$

$$\begin{aligned} \bar{m}_{\text{ЗХ}} &= \frac{(\bar{P} - \bar{P}_{\text{зад}})K_6}{K_{16}} - \\ &- \frac{[\bar{n}_{\text{зад}}K_{16}(K_2 + K_4) - \bar{n}K_4K_{16} - (\bar{P} - \bar{P}_{\text{зад}})K_6K_{15}]K_{17}}{(K_{14}K_{16} + K_{15}K_{17})K_{16}} = \\ &= f_{\text{ЗХ}}(\bar{n}, \bar{P}). \end{aligned} \quad (5.3)$$

Выражения (5.2) и (5.3) представляют собой зависимости перемещений сервомоторов КПХ и КЗХ от фактических ЧВ и ДП при различных их заданных значениях и достаточной паропроизводительности ППУ.

На режимах недостаточной паропроизводительности ППУ один из регулирующих клапанов полностью закрыт. В этих режимах будут справедливы уравнения

$$\bar{U}_2 + \bar{U}_6 = 0 \text{ — на ПХ,}$$

$$\bar{U}_3 + \bar{U}_7 = 0 \text{ — на ЗХ}$$

при $\bar{U}_1 \neq 0$ и $\bar{U}_5 \neq 0$.

Произведя необходимые подстановки, из последних уравнений после ряда преобразований получим

— на ПХ:

$$\bar{m}_{\text{ПХ}} = \frac{(\bar{P} - \bar{P}_{\text{зад}})K_6K_{11} + \bar{U}_1(K_9 - K_{11}K_{29})}{K_{11}K_{17}};$$

— на ЗХ:

$$\bar{m}_{\text{ЗХ}} = \frac{(\bar{P} - \bar{P}_{\text{зад}})K_6K_{12} + \bar{U}_1(K_{10} - K_{12}K_{30})}{K_{12}K_{17}}.$$

Учитывая равенства (4.19) и (4.20), запишем окончательно выражения, связывающие положения регулирующих клапанов с давлением в ГП при недостаточной паропроизводительности ППУ, в виде

$$\bar{m}_{\text{ПХ}} = \frac{(\bar{P} - \bar{P}_{\text{зад}})K_6}{K_{17}} = f_{\text{ПХ}}(\bar{P}); \quad (5.4)$$

$$\bar{m}_{\text{ЗХ}} = \frac{(\bar{P} - \bar{P}_{\text{зад}})K_6}{K_{16}} = f_{\text{ЗХ}}(\bar{P}). \quad (5.5)$$

В соответствии с полученными уравнениями (5.2)...(5.5) и уравнениями (3.1), в которых производные приняты равными нулю, с учетом существенных нелинейностей САР, обусловленных наличием ограничений переменных координат системы, на рис. V-2 представлен алгоритм расчета статических характеристик ДСАР. Этот алгоритм состоит из ряда циклов, куда вошли операции приближенного решения уравнений, составленных для различных структур системы.

2. Статические характеристики дифференциальной САР ГТЗА

ДСАР ГТЗА как двухсвязная САР с двумя управляющими и двумя возмущающими воздействиями может быть охарактеризована статическими зависимостями каждой из регулируемых величин от каждого из управляющих и возмущающих воздействий. Примем $\bar{P}_{\text{зад}} = \text{const}$, т. е. будем рассматривать САР на одной уставке контура РДП. Таким образом, введем в рассмотрение следующие статические характеристики, разделяя их на «собственные» и «чужие» для сепаратных контуров ДСАР ГТЗА:

— «собственные» характеристики сепаратного контура регулирования частоты вращения:

$$\begin{aligned}\bar{n} &= \varphi_1(\bar{M}) && \text{при } \bar{n}_{\text{зад}} = \text{var и } \bar{G}_{\text{ППУ}} = \text{var}; \\ \bar{n} &= \varphi_2(\bar{n}_{\text{зад}}) && \text{при } \bar{G}_{\text{ППУ}} = \text{var и } \bar{L} = \text{var};\end{aligned}$$

— «собственная» характеристика сепаратного контура регулирования давления пара:

$$\bar{P} = \psi_1(\bar{G}_{\text{ППУ}}) \quad \text{при } \bar{n}_{\text{зад}} = \text{var и } \bar{L} = \text{var};$$

— «чужая» характеристика сепаратного контура регулирования частоты вращения:

$$\bar{n} = \varphi_3(\bar{G}_{\text{ППУ}}) \quad \text{при } \bar{n}_{\text{зад}} = \text{var и } \bar{L} = \text{var};$$

— «чужие» характеристики сепаратного контура регулирования давления пара:

$$\begin{aligned}\bar{P} &= \psi_2(\bar{M}) && \text{при } \bar{n}_{\text{зад}} = \text{var и } \bar{G}_{\text{ППУ}} = \text{var}; \\ \bar{P} &= \psi_3(\bar{n}_{\text{зад}}) && \text{при } \bar{G}_{\text{ППУ}} = \text{var и } \bar{L} = \text{var}.\end{aligned}$$

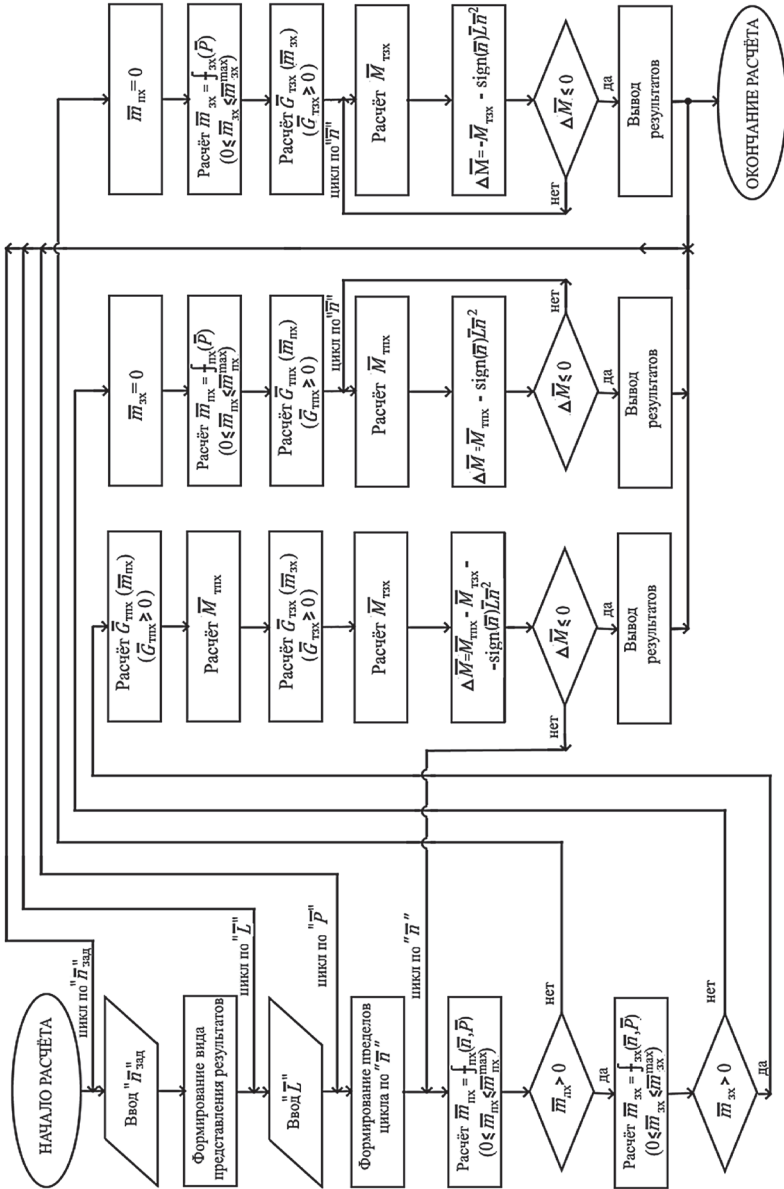


Рис. V-2. Алгоритм расчета статистических характеристик ДСАР ГТЗА

Перечисленные характеристики для ПХ, а также ряд дополнительных рассчитанных зависимостей приведены ниже. Для режимов ЗХ картина статических зависимостей аналогична ПХ и здесь не приводится.

В основу расчета в качестве конкретного примера для иллюстрации статических характеристик ДСАР заложены параметры ГТЗА, принятые и использовавшиеся ранее в § III.1 и § III.4: $\overline{M}_{ТЗХ\text{ ном}} \approx 0,57$; $\overline{n}_{ТЗХ\text{ ном}} \approx 0,7$; $\overline{G}_{ТЗХ\text{ ном}} \approx 0,8$; $\mu_{ПХ} \approx \mu_{ЗХ} \approx 2$.

Расчеты статики ДСАР выполнены согласно алгоритму, представленному на рис. V-2. В настоящем параграфе используются результаты указанных расчетов.

В расчетах для конкретного примера коэффициенты передачи звеньев САР приняты: $\kappa_2 = \kappa_{14} = \kappa_{15} = 0,4$; $\kappa_4 = \kappa_6 = 5,0$; $\kappa_{16} = \kappa_{17} = 1,5$; для аппроксимации расходных характеристик КПХ и КЗХ используем зависимости (см. § III-3) $\overline{G}_{КПХ}^* = \overline{m}_{ПХ}^z$ и $\overline{G}_{КЗХ}^* = \overline{G}_{ТЗХ\text{ ном}}^* \overline{m}_{ЗХ}^z$, где для определенности принята $z = 1,5$. Таким образом, для расчетного примера расходные характеристики приняты в виде

$$\overline{G}_{КПХ}^* = \overline{m}_{ПХ}^{1,5} \text{ и } \overline{G}_{КЗХ}^* = \overline{G}_{ТЗХ\text{ ном}}^* \overline{m}_{ЗХ}^z = 0,8 \overline{m}_{ЗХ}^{1,5}.$$

Результаты выполненных статических расчётов представлены ниже в виде графиков статических характеристик, отражающих зависимости различных регулируемых величин от управляющих и возмущающих внешних воздействий рассматриваемой системы регулирования реверсивного турбоагрегата.

Остановимся кратко на особенностях статических характеристик ДСАР ГТЗА.

Статические характеристики сепаратного контура регулирования частоты вращения ГТЗА

1. «Собственные» характеристики сепаратного контура регулирования частоты вращения.

На рис. V-3 представлены зависимости $\overline{n} = \varphi_1(\overline{M})$ при номинальном заданном $\overline{n}_{зад} = 1$ значении ЧВ. Эти зависимости имеют участки, близкие к горизонтали, соответствующие избыточной паропроизводительности ППУ (на рисунке участки обозначены

как соответствующие разности $\overline{M}_T = \overline{M}_{ТПХ} - \overline{M}_{ТЗХ}$), и круто падающие участки при недостаточной ее паропроизводительности (на рисунке $\overline{M}_{ТПХ}$ в заштрихованной области).

Степень неравномерности $\delta_{чв}^A$ при дифференциальном регулировании ЧВ при избытке паропроизводительности ППУ, когда пар поступает одновременно в ТПХ и ТЗХ, составляет $\delta_{чв}^A \approx 4\%$, что практически в два раза меньше заложенной $\delta_{чв} \approx 8\%$ для режимов баланса генерирования и полезного потребления пара, когда пар поступает только в ТПХ. С уменьшением $\overline{G}_{ППУ}$ крутизна характеристик увеличивается вследствие уменьшения влияния ТЗХ на процесс регулирования.

Из зависимостей на рис. V-3 видно, что процесс регулирования ЧВ в ДСАР ГТЗА при возмущении в виде изменения момента сопротивления гребного винта характеризуется двумя видами степени неравномерности РЧВ: при балансе генерируемого и полезно потребляемого пара и при избыточной паропроизводительности ППУ. Степень неравномерности $\delta_{чв}^A \approx 4\%$ при избытке пара, когда регулирование осуществляется с одновременным участием ТПХ и ТЗХ, назовем дифференциальной. Как видно на графиках рис. V-3, $\delta_{чв}^A < \delta_{чв}$.

На рис. V-4 представлены «собственные» статические характеристики сепаратного контура регулирования ЧВ ДСАР, иногда называемые характеристиками управления ГТЗА $\overline{n} = \varphi_2(\overline{n}_{зад})$ при $\overline{G}_{ППУ} = var$ и $\overline{L} = 1,0$. Характеристики управления практически линейны в диапазоне достаточных паропроизводительностей ППУ и имеют горизонтальные участки при недостаточных ее паропроизводительностях, когда приоритетное регулирование давления в ГП не позволяет чрезмерно открываться регулируемому клапану ПХ.

2. «Чужие» характеристики сепаратного контура регулирования частоты вращения.

Зависимости $\overline{n} = \varphi_3(\overline{G}_{ППУ})$ на рис. V-5 представляют собой семейство кривых, каждая из которых состоит из параболического участка, характеризующего режимы с недостаточной паропроизводительностью, и практически горизонтального участка, соответствующего избыточной паропроизводительности ППУ.

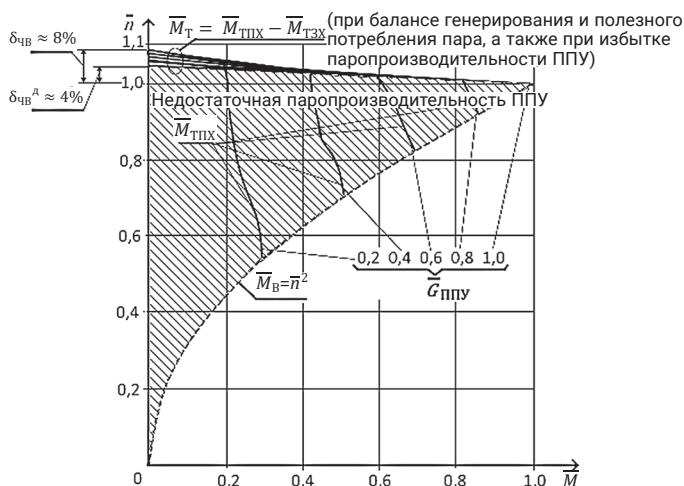


Рис. V-3. Поле «собственных» статических характеристик
 $\bar{n} = \varphi_1(\bar{M})$ сепаратного контура регулирования ЧВ ДСАР ГТЗА
при $\bar{n}_{\text{зад}} = 1$ и $\bar{G}_{\text{ППУ}} = \text{var}$

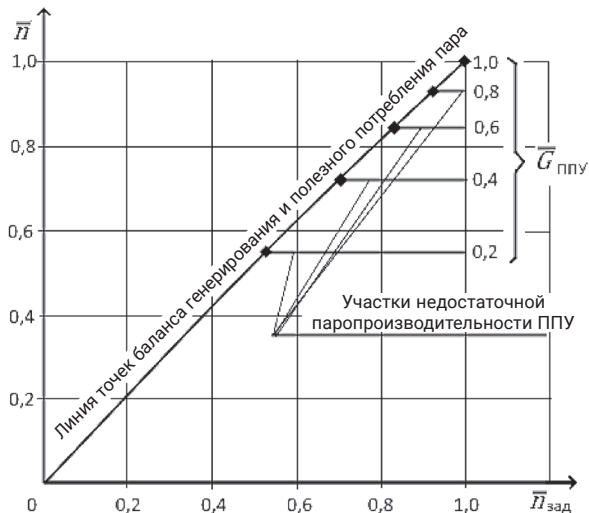


Рис. V-4. Поле «собственных» статических характеристик
сепаратного контура регулирования (управления) ЧВ ДСАР ГТЗА
 $\bar{n} = \varphi_2(\bar{n}_{\text{зад}})$ при $\bar{G}_{\text{ППУ}} = \text{var}$ и $\bar{L} = 1,0$

Точки излома кривых соответствуют режимам баланса генерируемого и полезно потребляемого расходов пара. Соединив названные точки излома кривых, соответствующих различным коэффициентам момента $\bar{L}$, плавной кривой, получим зависимость ЧВ от паропроизводительности в точках баланса генерирования и потребления пара. По полученной кривой (пунктир на рис. V-5) можно определить степень неравномерности регулирования ЧВ (в выполненном примере числового расчета принято $\delta_{\text{ЧВ}} \approx 8\%$) при условии указанного баланса, когда открытым остается только КПХ.

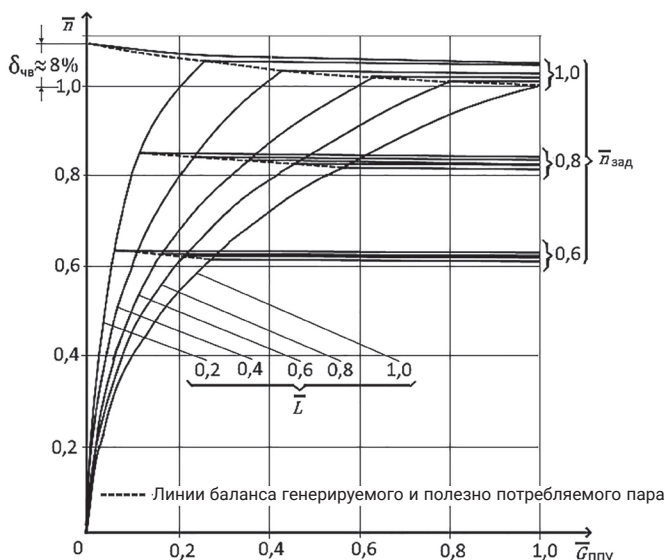


Рис. V-5. Поле «чужих» статических характеристик
 $\bar{n} = \varphi_3(\bar{G}_{\text{ппу}})$ сепаратного контура регулирования ЧВ ДСАР ГТЗА
 при $\bar{n}_{\text{зад}} = \text{var}$ и $\bar{L} = \text{var}$

Здесь же заметим, что степень неравномерности регулирования ЧВ при возмущении в виде изменения $\bar{G}_{\text{ппу}}$ при избыточных паропроизводительностях не существенна, что указывает на достаточно высокую степень реализации в ДСАР условия статической инвариантности ЧВ от $\bar{G}_{\text{ппу}}$.

Для иллюстрации распределения расходов пара между ТПХ и ТЗХ в процессе дифференциального регулирования ГТЗА при изменении паропроизводительности ППУ от режимов недостаточной через точку баланса к режимам избыточной паропроизводительности на рис. V-6 представлена одна из кривых, перенесенная из графика рис. V-5, а именно — кривая $\bar{n} = \varphi_3(\bar{G}_{\text{ППУ}})$ при $\bar{L} = 1$ и заданном значении частоты вращения $\bar{n}_{\text{зад}} = 0,6$.

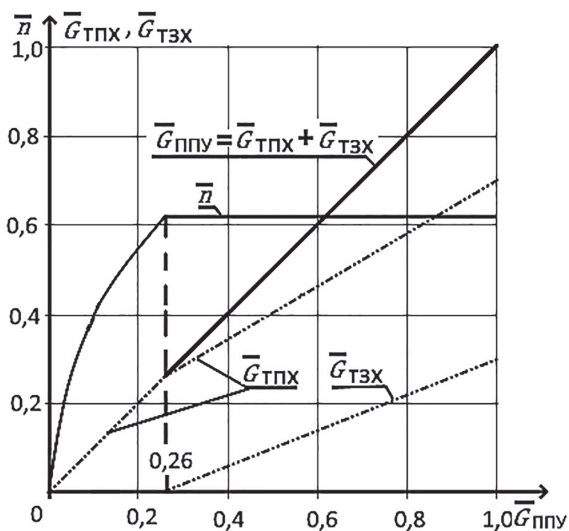


Рис. V-6. Статические характеристики
 $\bar{n} = \varphi_3(\bar{G}_{\text{ППУ}})$ регулирования ЧВ ДСАР ГТЗА
при $\bar{n}_{\text{зад}} = 0,6$ и $\bar{L} = 1$

На этом же рис. V-6 показаны графики зависимостей $\bar{G}_{\text{ТПХ}}$ и $\bar{G}_{\text{ТЗХ}}$, полученные по результатам полного расчета статики ДСАР согласно алгоритму, представленному на рис. V-2. Как видно из указанных графиков, после достижения баланса генерирования и полезного потребления пара при значении $\bar{G}_{\text{ППУ}} = 0,26$, при котором наблюдается излом кривой, одновременно с уже открытым КПХ, через который пар поступает в ТПХ, начинает открываться КЗХ с подачей пара в ТЗХ.

Статические характеристики сепаратного контура
регулирования давления пара в ГП

1. «Собственные» характеристики сепаратного контура регулирования давления пара в ГП.

Характер зависимостей $\bar{P} = \psi_1(\bar{G}_{ппу})$ при $\bar{n}_{зад} = \text{var}$ и $\bar{L} = \text{var}$ иллюстрируется семействами кривых для двух случаев:

а) $\bar{P} = \psi_1'(\bar{G}_{ппу})$ при $\bar{n}_{зад} = 1,0$ и $\bar{L} = \text{var}$ — рис. V-7;

б) $\bar{P} = \psi_1''(\bar{G}_{ппу})$ при $\bar{n}_{зад} = \text{var}$ и $\bar{L} = 1,0$ — рис. V-8.

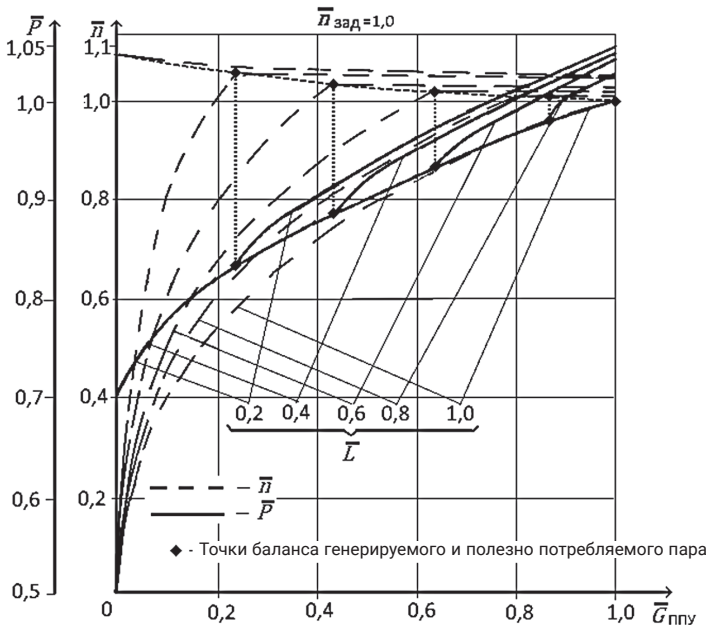


Рис. V-7. Поле «собственных» статических характеристик $\bar{P} = \psi_1'(\bar{G}_{ппу})$ сепаратного контура регулирования ДП ДСАР ГТЗА при $\bar{n}_{зад} = 1,0$; $\bar{L} = \text{var}$ и соответствующие указанным характеристикам зависимости $\bar{n} = \varphi_3(\bar{G}_{ппу})$, перенесенные из рис. V-5

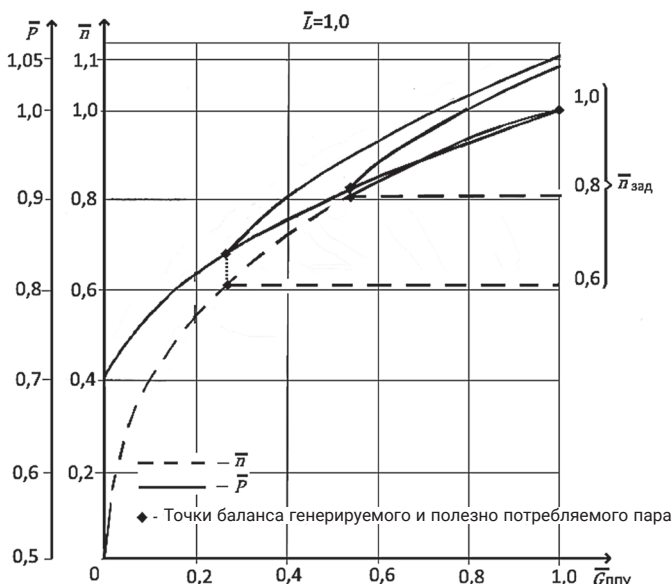


Рис. V-8. Поле «собственных» статических характеристик $\bar{P} = \psi_1''(\bar{G}_{\text{ппу}})$ сепаратного контура регулирования ДП ДСАР ГТЗА при $\bar{L} = 1,0$, $\bar{n}_{\text{зад}} = \text{var}$ и соответствующие указанным характеристикам зависимости $\bar{n} = \varphi_3(\bar{G}_{\text{ппу}})$, перенесенные из рис. V-5

Нижние граничные кривые зависимостей $\bar{P}$ на обоих рисунках соответствуют недостатку паропроизводительности ППУ вплоть до точек баланса, после которых зависимости скачком меняют крутизну и образуют участки, характеризующие режимы избытка пара. Зависимости $\bar{n} = \varphi_3(\bar{G}_{\text{ппу}})$ при этом имеют горизонтальные участки, указывающие на автоматическое поддержание заданной частоты вращения ГТЗА.

Сопоставляя границы изменения давления пара $\bar{P}$ на характеристиках, изображенных на рис. V-7 и рис. V-8, можно представить область изменения давления в ГП как регулируемой величины сепаратного контура регулирования ДП в виде криволинейного сектора ABC (рис. V-9), заключающего множество функций $\bar{P} = \psi_1(\bar{G}_{\text{ппу}})$ при изменении $\bar{n}_{\text{зад}}$ и $\bar{L}$ в диапазонах $[0, 1]$.

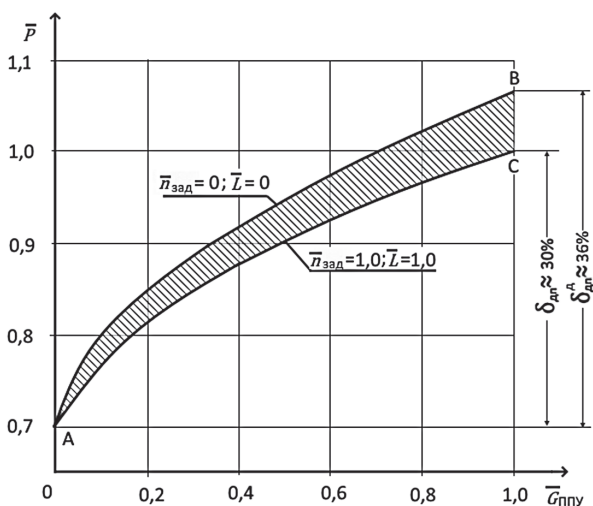


Рис. V-9. Область изменения $\bar{P} = \psi_1(\bar{G}_{\text{ППУ}})$ при изменении $\bar{L}$ и $\bar{p}_{\text{зад}}$ в диапазонах $[0, 1]$

Степень неравномерности $\delta_{\text{дп}^{\text{Д}}}$ регулирования ДП в ДСАР при избыточной паропроизводительности, когда поддержание давления осуществляется одновременно с регулированием частоты вращения $\delta_{\text{дп}^{\text{Д}}} > \delta_{\text{дп}}$, где $\delta_{\text{дп}}$ — степень неравномерности при недостаточной паропроизводительности и при балансе генерирования и потребления пара, когда приоритетное регулирование давления в ГП не позволяет чрезмерно открываться регулирующему клапану ПХ.

2) «Чужие» характеристики сепаратного контура регулирования давления пара в ГП.

Рассмотрим зависимости, иллюстрирующие характер изменения расходов пара в ТПХ и ТЗХ при различных паропроизводительностях ППУ, как функции от «чужих» для сепаратного контура регулирования ДП возмущений — изменений $\bar{p}_{\text{зад}}$ (см. рис. V-10) и изменений $\bar{L}$, отражающих изменение момента сопротивления гребного винта $\bar{M}_{\text{В}}$ (см. (3.1)) на различных заданных ЧВ ГТЗА (см. рис. V-11).

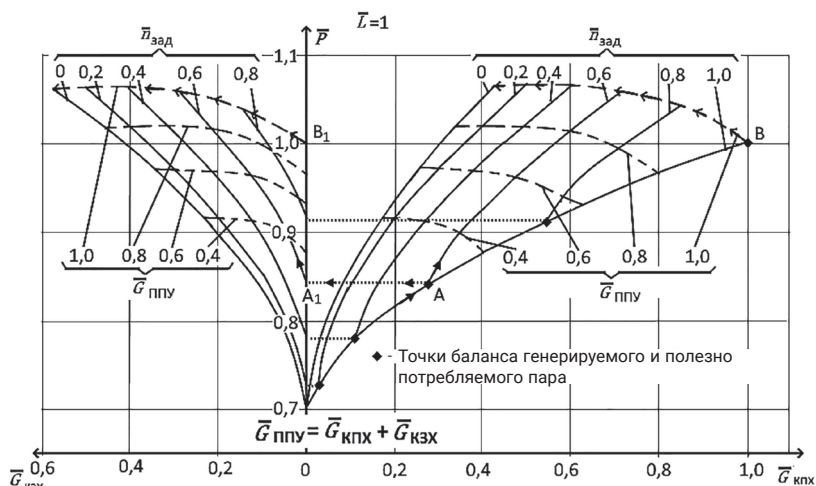


Рис. V-10. Поле «чужих» статических характеристик
сепаратного контура регулирования ДП ДСАР ГТЗА
 $\bar{P} = \psi_3(\bar{n}_{\text{зад}})$ при $\bar{L} = 1,0$ и $\bar{n}_{\text{зад}} = \text{var}$

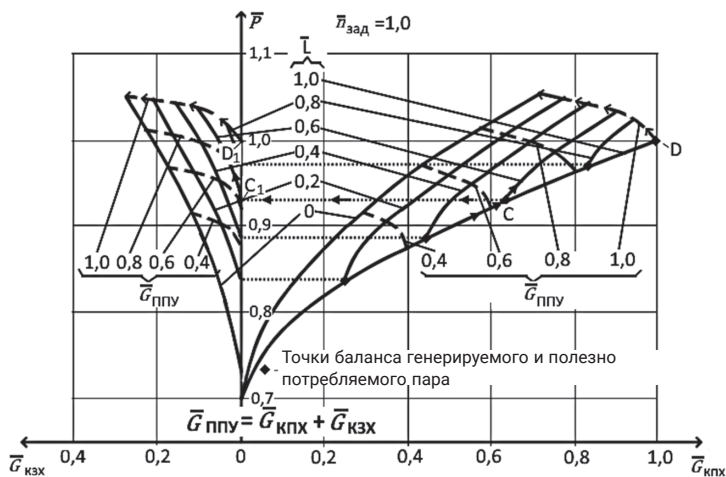


Рис. V-11. Поле «чужих» статических характеристик
сепаратного контура регулирования ДП ДСАР ГТЗА
 $\bar{P} = \psi_2(\bar{n}_{\text{зад}})$ при $\bar{n}_{\text{зад}} = 1,0$ и $\bar{L} = \text{var}$ ($\bar{L}$ отражает изменение
момента сопротивления гребного винта $\bar{M}_B$)

(Напоминаем, что графики на рис. V-10 и рис. V-11, как и все остальные статические характеристики ДСАР, построены по результатам расчетов, выполненных на ЭВМ по алгоритмам согласно рис. V-2).

Указанные зависимости дают представление о взаимодействии ТПХ и ТЗХ, а также косвенно показывают степень реализации условия статической инвариантности ДП от внешних возмущений в виде изменения $\bar{n}_{\text{зад}}$ и $\bar{M}$. (Стрелками на рис. V-10 и рис. V-11 проиллюстрировано одновременное движение режимных точек по линиям характеристик.)

Статистические характеристики $\bar{P} = \psi_2(\bar{M})$ и $\bar{P} = \psi_3(\bar{n}_{\text{зад}})$, прямо указывающие на степень реализации инвариантности ДП от указанных внешних возмущений, представлены на рис. V-12 и рис. V-13.

Для лучшего представления об одновременно происходящих изменениях давления в ГП и ЧВ ГТЗА на рис. V-12 и рис. V-13 показаны сплошными линиями графики изменения давления в ГП, пунктиром — графики изменения частоты вращения в зависимости от момента на вале ГТЗА.

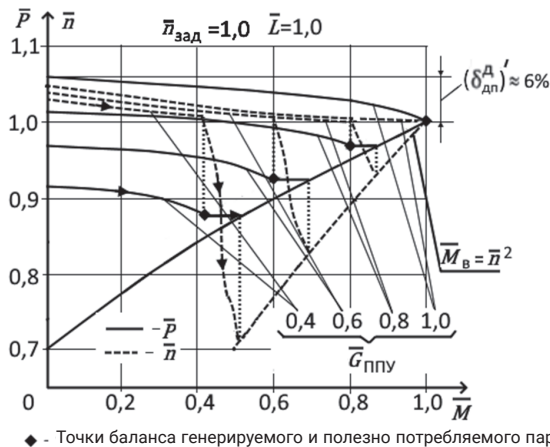
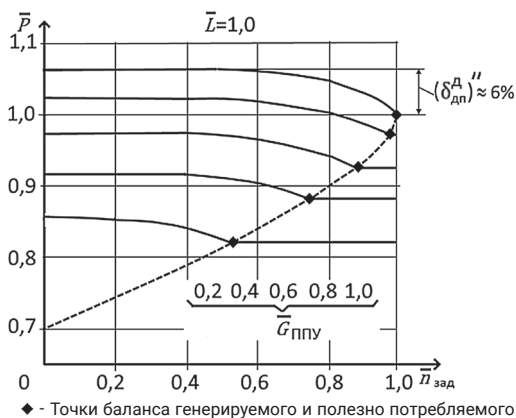


Рис. V-12. Поле «чужих» статических характеристик сепаратного контура регулирования ДП ДСАР ГТЗА
 $\bar{P} = \psi_2(\bar{M})$ при $\bar{L} = 1,0$ и $\bar{n}_{\text{эал}} = 1,0$



♦ - Точки баланса генерируемого и полезно потребляемого пара

Рис. V-13. Поле «чужих» статических характеристик сепаратного контура регулирования ДП ДСАР ГТЗА $\bar{P} = \Psi_3(\bar{n}_{\text{зад}})$ при $\bar{G}_{\text{ППУ}} = \text{var}$ и $\bar{L} = 1$

На рисунках отмечены точки баланса генерируемого и полезно потребляемого пара, в которых происходят изломы как статических характеристик давления, так и характеристик частоты вращения и которые делят статические характеристики на участки регулирования обоих регулируемых величин и участки регулирования только давления пара, когда обеспечивается приоритетное регулирование давления пара (см. § IV-2, п. 2). Также на рис. V-11 для $\bar{G}_{\text{ППУ}} = 0,6$ и рис. V-12 для $\bar{G}_{\text{ППУ}} = 0,4$.

Из характеристик следует, что степени неравномерности регулирования ДП при «чужих» для контура регулирования ДП возмущениях, как в виде изменения момента сопротивления гребного винта $(\delta_{\text{дп}}^A)'$ на рис. V-12, так и в виде изменения заданного значения ЧВ $(\delta_{\text{дп}}^A)''$ на рис. V-13, при достаточной паропроизводительности имеет максимальное значение $(\delta_{\text{дп}}^A)' \approx (\delta_{\text{дп}}^A)'' \approx 6\%$, соответствующее $\bar{G}_{\text{ППУ}} = 1,0$. Таким образом, степень реализации условия статической автономности контура регулирования ДП в ДСАР такова, что позволяет обеспечить в рассмотренном примере на заданных режимах паропроизводительности ППУ изменение ДП, не превышающее $(\delta_{\text{дп}}^A - \delta_{\text{дп}}) \approx 6\%$, при общем максимальном

диапазоне изменения ДП в процессе регулирования $\delta_{\text{ДП}}^{\text{Д}} \approx 36\%$ (см. рис. V-9).

§ V-3. УСЛОВИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ АВТОНОМНОСТИ СЕПАРАТНОГО КОНТУРА РЕГУЛИРОВАНИЯ ДАВЛЕНИЯ ПАРА В ГП

Рассматривая ДСАР ГТЗА с точки зрения выполнения ею одного из основных требований — максимально возможного снижения взаимовлияния контуров регулирования ЧВ и ДП, отметим, что вследствие малых скоростей изменения паропроизводительности ППУ и относительно высокого быстродействия при малой степени неравномерности контура регулирования ЧВ влиянием указанного «чужого» для контура РЧВ возмущения на ЧВ ГТЗА при достаточной паропроизводительности ППУ можно пренебречь. Справедливость этого допущения подтверждают, в частности, статические характеристики $\bar{n} = \varphi_3(\bar{G}_{\text{ППУ}})$ (горизонтальные участки зависимостей на рис. V-5).

Наиболее актуальной является задача снижения влияния внешних воздействий, прикладываемых к контуру регулирования ЧВ, на контур регулирования ДП. При воздействиях, требующих увеличения мощности ГТЗА, и недостаточной паропроизводительности ППУ эта задача решается путем приоритетного регулирования ДП при изменении структуры САР (см. § IV-2, п. 2) за счет компенсационных каналов с необходимой настройкой коэффициентов K_{29} и K_{30} .

При воздействиях, прикладываемых к контуру регулирования ЧВ в режимах избыточной паропроизводительности ППУ, решение рассматриваемой задачи сопряжено с трудностями, обусловленными наличием нелинейностей, в частности нелинейными расходными характеристиками КПХ и КЗХ, инерционностью исполнительной части САР, и требует получения условия односторонней автономности [45] контура регулирования ДП с анализом возможности его реализации.

Найдем это условие по линеаризованной математической модели ДСАР, используя математический аппарат, базирующийся на теории матриц и линейных пространств, применяемый при анализе многосвязных САР [33, 34, 59].

Линеаризуем нелинейные дифференциальные уравнения ГТЗА и ГП системы (3.1) в точках установившихся режимов.

Разложив функции $\bar{M}_{\text{ТПХ}}$, $\bar{M}_{\text{ТЗХ}}$ и $\bar{M}_{\text{В}}$ в ряд Тейлора в окрестности их значений при равновесном состоянии комплекса, ограничившись линейными членами разложения, получим:

$$\begin{aligned}\bar{M}_{\text{ТПХ}} &= \bar{M}_{\text{ТПХ}0} + \left(\frac{\partial \bar{M}_{\text{ТПХ}}}{\partial \bar{n}} \right)_0 \Delta \bar{n} + \left(\frac{\partial \bar{M}_{\text{ТПХ}}}{\partial \bar{G}_{\text{КПХ}}} \right)_0 \left(\frac{\partial \bar{G}_{\text{КПХ}}}{\partial \bar{m}_{\text{ПХ}}} \right)_0 \Delta \bar{m}_{\text{ПХ}} + \left(\frac{\partial \bar{M}_{\text{ТПХ}}}{\partial \bar{P}} \right)_0 \Delta \bar{P}, \\ \bar{M}_{\text{ТЗХ}} &= \bar{M}_{\text{ТЗХ}0} + \left(\frac{\partial \bar{M}_{\text{ТЗХ}}}{\partial \bar{n}} \right)_0 \Delta \bar{n} + \left(\frac{\partial \bar{M}_{\text{ТЗХ}}}{\partial \bar{G}_{\text{КЗХ}}} \right)_0 \left(\frac{\partial \bar{G}_{\text{КЗХ}}}{\partial \bar{m}_{\text{ЗХ}}} \right)_0 \Delta \bar{m}_{\text{ЗХ}} + \left(\frac{\partial \bar{M}_{\text{ТЗХ}}}{\partial \bar{P}} \right)_0 \Delta \bar{P}, \\ \bar{M}_{\text{В}} &= \bar{M}_{\text{В}0} + \left(\frac{\partial \bar{M}_{\text{В}}}{\partial \bar{n}} \right)_0 \Delta \bar{n}.\end{aligned}$$

Подставляя полученные выражения в дифференциальное уравнение вращающихся масс ГТЗА системы (3.1), с учетом того, что

$$\frac{d\bar{n}}{dt} = \frac{d(\bar{n}_0 + \Delta \bar{n})}{dt} = \frac{d(\Delta \bar{n})}{dt}$$

и на установившихся режимах $\bar{M}_{\text{ТПХ}0} - \bar{M}_{\text{ТЗХ}0} = \bar{M}_{\text{В}0}$, после приведения линеаризованного дифференциального уравнения ГТЗА к общепринятому виду, получаем:

$$T_{\text{T}} \frac{d\bar{n}}{dt} + \Delta \bar{n} = \kappa_{\text{ТПХ}} \Delta \bar{m}_{\text{ПХ}} - \kappa_{\text{ТЗХ}} \Delta \bar{m}_{\text{ЗХ}} + \kappa_{\text{ТР}} \Delta \bar{P} - \kappa_{\text{T}} \lambda \Delta \bar{L},$$

где $T_{\text{T}} = \frac{T_{\text{а}}}{\left(\frac{\partial \bar{M}_{\text{ТЗХ}}}{\partial \bar{n}} \right)_0 + \left(\frac{\partial \bar{M}_{\text{В}}}{\partial \bar{n}} \right)_0 - \left(\frac{\partial \bar{M}_{\text{ТПХ}}}{\partial \bar{n}} \right)_0}$ – постоянная времени вращающихся масс,

$\kappa_{\text{ТПХ}} = \frac{\left(\frac{\partial \bar{M}_{\text{ТПХ}}}{\partial \bar{G}_{\text{КПХ}}} \right)_0 \left(\frac{\partial \bar{G}_{\text{КПХ}}}{\partial \bar{m}_{\text{ПХ}}} \right)_0}{\left(\frac{\partial \bar{M}_{\text{ТЗХ}}}{\partial \bar{n}} \right)_0 + \left(\frac{\partial \bar{M}_{\text{В}}}{\partial \bar{n}} \right)_0 - \left(\frac{\partial \bar{M}_{\text{ТПХ}}}{\partial \bar{n}} \right)_0}$ – коэффициент передачи вращающихся масс по координате $\Delta \bar{m}_{\text{ПХ}}$,

$$K_{ТЗХ} = \frac{\left(\frac{\partial \bar{M}_{ТЗХ}}{\partial \bar{G}_{КЗХ}}\right)_0 \left(\frac{\partial \bar{G}_{КЗХ}}{\partial \bar{m}_{ЗХ}}\right)_0}{\left(\frac{\partial \bar{M}_{ТЗХ}}{\partial \bar{n}}\right)_0 + \left(\frac{\partial \bar{M}_B}{\partial \bar{n}}\right)_0 - \left(\frac{\partial \bar{M}_{ТПХ}}{\partial \bar{n}}\right)_0} - \text{коэффициент передачи вращающихся масс по координате } \Delta \bar{m}_{ЗХ},$$

$$K_{ТР} = \frac{\left(\frac{\partial \bar{M}_{ТПХ}}{\partial \bar{P}}\right)_0 - \left(\frac{\partial \bar{M}_{ТЗХ}}{\partial \bar{P}}\right)_0}{\left(\frac{\partial \bar{M}_{ТЗХ}}{\partial \bar{n}}\right)_0 + \left(\frac{\partial \bar{M}_B}{\partial \bar{n}}\right)_0 - \left(\frac{\partial \bar{M}_{ТПХ}}{\partial \bar{n}}\right)_0} - \text{коэффициент передачи вращающихся масс по координате } \Delta \bar{P},$$

$$K_{Т\bar{L}} = \frac{\left(\frac{\partial \bar{M}_B}{\partial \bar{L}}\right)_0}{\left(\frac{\partial \bar{M}_{ТЗХ}}{\partial \bar{n}}\right)_0 + \left(\frac{\partial \bar{M}_B}{\partial \bar{n}}\right)_0 - \left(\frac{\partial \bar{M}_{ТПХ}}{\partial \bar{n}}\right)_0} - \text{коэффициент передачи вращающихся масс по координате } \Delta \bar{L}.$$

Аналогично проведем линеаризацию дифференциального уравнения парового объема ГП, после чего получаем:

$$T_v \frac{d\bar{P}}{dt} + \Delta \bar{P} = \kappa_{vППУ} \Delta \bar{G}_{ППУ} - \kappa_{vПХ} \Delta \bar{m}_{ПХ} - \kappa_{vЗХ} \Delta \bar{m}_{ЗХ},$$

где $T_v = \frac{R_v}{\left(\frac{\partial \bar{G}_{КПХ}}{\partial \bar{P}}\right)_0 + \left(\frac{\partial \bar{G}_{КЗХ}}{\partial \bar{P}}\right)_0}$ – постоянная времени ГП,

$$\kappa_{vППУ} = \frac{1}{\left(\frac{\partial \bar{G}_{КПХ}}{\partial \bar{P}}\right)_0 + \left(\frac{\partial \bar{G}_{КЗХ}}{\partial \bar{P}}\right)_0} - \text{коэффициент передачи ГП по координате } \Delta \bar{G}_{ППУ},$$

$$\kappa_{vПХ} = \frac{\left(\frac{\partial \bar{G}_{КПХ}}{\partial \bar{m}_{ПХ}}\right)_0}{\left(\frac{\partial \bar{G}_{КПХ}}{\partial \bar{P}}\right)_0 + \left(\frac{\partial \bar{G}_{КЗХ}}{\partial \bar{P}}\right)_0} - \text{коэффициент передачи ГП по координате } \Delta \bar{m}_{ПХ},$$

$$\kappa_{vЗХ} = \frac{\left(\frac{\partial \bar{G}_{КЗХ}}{\partial \bar{m}_{ЗХ}}\right)_0}{\left(\frac{\partial \bar{G}_{КПХ}}{\partial \bar{P}}\right)_0 + \left(\frac{\partial \bar{G}_{КЗХ}}{\partial \bar{P}}\right)_0} - \text{коэффициент передачи ГП по координате } \Delta \bar{m}_{ЗХ}.$$

Структурная схема линеаризованной модели ДСАР, построенная на основе схемы на рис. V-1 с учетом записанных выше линеаризованных уравнений ГТЗА и ГП, представлена на рис. V-14.

На рис. V-14 передаточные функции обозначены:

W_n, W_p – усилители рассогласования ЧВ и ДП;

$W_{3П}$ – 3П – задатчик положения КПХ и КЗХ;

$W_{ЧВ}^{ПХ}, W_{ЧВ}^{ЗХ}, W_{Д}^{ПХ}, W_{Д}^{ЗХ}$ – усилители ПХ, ЗХ РЧВ и РДП;

$W_n^{ПХ}, W_n^{ЗХ}, W_p^{ПХ}, W_p^{ЗХ}$ – усилители-преобразователи БОС контуров РЧВ и РДП;

$W_s^{ПХ}, W_s^{ЗХ}$ – промежуточные сервомоторы ПСМ ПХ, ПСМ ЗХ;

$W_m^{ПХ}, W_m^{ЗХ}$ – главные сервомоторы КПХ и КЗХ;

$W_T = \frac{1}{T_{Tp+1}}$ – вращающиеся массы ГТЗА;

$W_V = \frac{1}{T_{vp+1}}$ – ГП.

Преобразуем полученную структурную схему к виду, удобному при дальнейшем анализе (см. рис. V-15) для использования метода многополюсников [59]. Разобьем схему на ряд четырехполюсников, которые можно представить в виде матричных звеньев, имеющих следующие матричные передаточные функции:

$$B = \begin{bmatrix} W_{зад} & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}; R_1 = \begin{bmatrix} W_n & 0 \\ 0 & W_p \end{bmatrix}; R_4 = \begin{bmatrix} W_{ЧВ}^{ПХ} & -W_{Д}^{ПХ} \\ -W_{ЧВ}^{ЗХ} & -W_{Д}^{ЗХ} \end{bmatrix};$$

$$R_5 = \begin{bmatrix} W_s^{ПХ} & 0 \\ 0 & W_s^{ЗХ} \end{bmatrix}; R_6 = \begin{bmatrix} W_m^{ПХ} & 0 \\ 0 & W_m^{ЗХ} \end{bmatrix}; R_7 = \begin{bmatrix} \kappa_{ТПХ} & -\kappa_{ТЗХ} \\ -\kappa_{VПХ} & -\kappa_{VЗХ} \end{bmatrix};$$

$$A = \begin{bmatrix} -\kappa_T \lambda & 0 \\ 0 & \kappa_{VППУ} \end{bmatrix}; H = \begin{bmatrix} W_T & W_T' \\ 0 & W_V \end{bmatrix},$$

где

$$W_{зад} = \frac{W_n + W_{3П}}{W_n} \text{ и } W_T' = \kappa_{ТР} W_T W_V.$$

При этом

$$R_3 = R_5 R_4 = \begin{bmatrix} W_s^{ПХ} W_{ЧВ}^{ПХ} & -W_s^{ПХ} W_{Д}^{ПХ} \\ -W_s^{ЗХ} W_{ЧВ}^{ЗХ} & -W_s^{ЗХ} W_{Д}^{ЗХ} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (r_3)_{11} & (r_3)_{12} \\ (r_3)_{21} & (r_3)_{22} \end{bmatrix}. \quad (5.6)$$

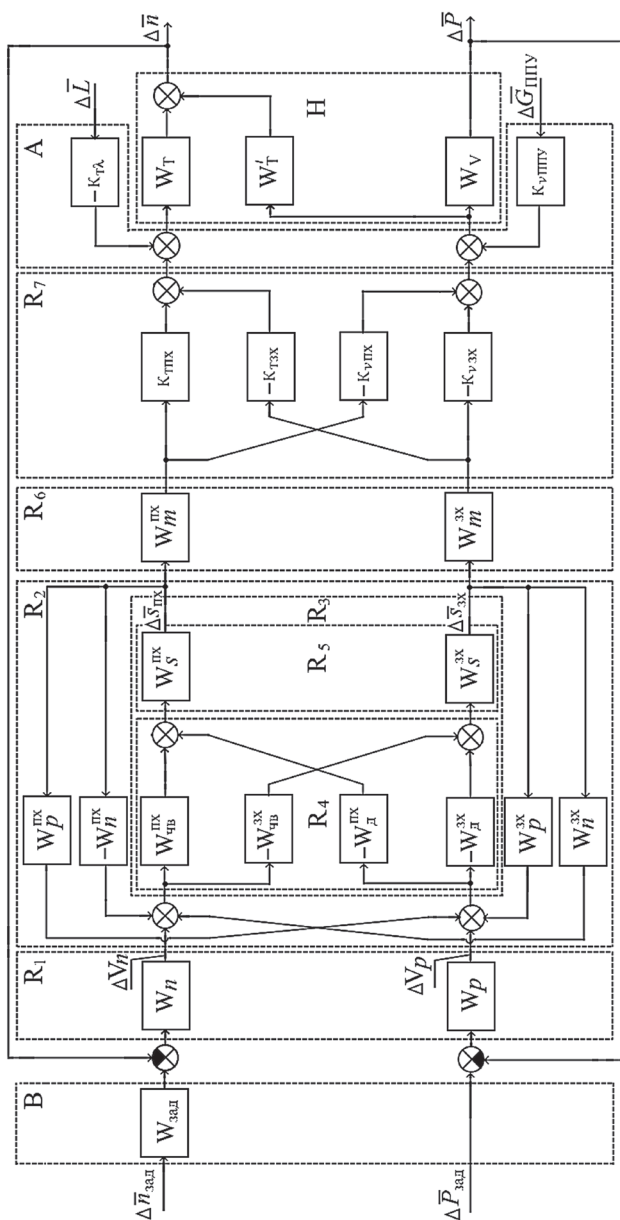


Рис. V-15. Структурная схема линейризованной ДСАР ГТЗА, представленная в виде соединения четырехполосников

Из структурной схемы на рис. V-15 матрицу обратных связей по координатам $\Delta\bar{s}_{\text{ПХ}}$ и $\Delta\bar{s}_{3\text{Х}}$ представим как

$$F = \begin{bmatrix} -W_n^{\text{ПХ}} & W_n^{3\text{Х}} \\ W_P^{\text{ПХ}} & W_P^{3\text{Х}} \end{bmatrix}. \quad (5.7)$$

Итоговую матрицу R_2 , представляющую собой часть структурной схемы ДСАР в виде четырёхполюсника с прямыми каналами и четырёхполюсником обратных связей F , используя правила преобразования матричных структурных схем, запишем:

$$R_2 = (E - R_3 F)^{-1} R_3, \quad (5.8)$$

где E — единичная матрица.

Произведение матриц $R_3 F$ после подстановки выражений для R_3 и F примет вид

$$\begin{aligned} R_3 F &= \begin{bmatrix} (r_3)_{11} & (r_3)_{12} \\ (r_3)_{21} & (r_3)_{22} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} -W_n^{\text{ПХ}} & W_n^{3\text{Х}} \\ W_P^{\text{ПХ}} & W_P^{3\text{Х}} \end{bmatrix} = \\ &= \begin{bmatrix} -(r_3)_{11} W_n^{\text{ПХ}} + (r_3)_{12} W_P^{\text{ПХ}} & (r_3)_{11} W_n^{3\text{Х}} + (r_3)_{12} W_P^{3\text{Х}} \\ -(r_3)_{21} W_n^{\text{ПХ}} + (r_3)_{22} W_P^{\text{ПХ}} & (r_3)_{21} W_n^{3\text{Х}} + (r_3)_{22} W_P^{3\text{Х}} \end{bmatrix}. \end{aligned} \quad (5.9)$$

Часть выражения для R_2 (см. (5.8)), заключенную в скобки, после подстановки развернутых единичной матрицы E и произведения матриц $R_3 F$ (см. (5.9)) запишем в виде

$$\begin{aligned} Z &= (E - R_3 F) = \\ &= \begin{bmatrix} 1 + W_s^{\text{ПХ}} W_{\text{ЧБ}}^{\text{ПХ}} W_n^{\text{ПХ}} + W_s^{\text{ПХ}} W_{\text{Д}}^{\text{ПХ}} W_P^{\text{ПХ}} & -W_s^{\text{ПХ}} W_{\text{ЧБ}}^{\text{ПХ}} W_n^{3\text{Х}} + W_s^{\text{ПХ}} W_{\text{Д}}^{\text{ПХ}} W_P^{3\text{Х}} \\ -W_s^{3\text{Х}} W_{\text{ЧБ}}^{3\text{Х}} W_n^{\text{ПХ}} + W_s^{3\text{Х}} W_{\text{Д}}^{3\text{Х}} W_P^{3\text{Х}} & 1 + W_s^{3\text{Х}} W_{\text{ЧБ}}^{3\text{Х}} W_n^{3\text{Х}} + W_s^{3\text{Х}} W_{\text{Д}}^{3\text{Х}} W_P^{3\text{Х}} \end{bmatrix}. \end{aligned} \quad (5.10)$$

Теперь, согласно правилу нахождения обратных матриц, найдем обратную матрицу Z^{-1} , которая и определит нам по выражению (5.8) передаточную матрицу R_2 в нашей матричной структурной схеме двухсвязной ДСАР ГТЗА:

$$Z^{-1} = \frac{\text{Adj } Z}{|Z|}, \quad (5.11)$$

где $\text{Adj } Z$ — присоединенная для Z матрица, $|Z|$ — определитель матрицы Z .

Определим присоединенную матрицу, руководствуясь известными из теории матриц алгоритмом, согласно которому:

1) сначала находим транспонированную Z-матрицу:

$$Z^T = \begin{bmatrix} 1 + W_s^{PX} W_{\text{ЧБ}}^{PX} W_n^{PX} + W_s^{PX} W_D^{PX} W_P^{PX} & -W_s^{3X} W_{\text{ЧБ}}^{3X} W_n^{PX} + W_s^{3X} W_D^{3X} W_P^{3X} \\ -W_s^{PX} W_{\text{ЧБ}}^{PX} W_n^{3X} + W_s^{PX} W_D^{PX} W_P^{3X} & 1 + W_s^{3X} W_{\text{ЧБ}}^{3X} W_n^{3X} + W_s^{3X} W_D^{3X} W_P^{3X} \end{bmatrix}.$$

2) затем определим искомую присоединенную как составленную из алгебраических дополнений элементов транспонированной матрицы Z^T :

$$\text{Adj } Z = \begin{bmatrix} 1 + W_s^{3X} W_{\text{ЧБ}}^{3X} W_n^{3X} + W_s^{3X} W_D^{3X} W_P^{3X} & W_s^{PX} W_{\text{ЧБ}}^{PX} W_n^{3X} - W_s^{PX} W_D^{PX} W_P^{3X} \\ W_s^{3X} W_{\text{ЧБ}}^{3X} W_n^{PX} - W_s^{3X} W_D^{3X} W_P^{PX} & 1 + W_s^{PX} W_{\text{ЧБ}}^{PX} W_n^{PX} + W_s^{PX} W_D^{PX} W_P^{PX} \end{bmatrix};$$

далее запишем выражение для определителя:

$$|Z| = (1 + W_s^{3X} W_{\text{ЧБ}}^{3X} W_n^{3X} + W_s^{3X} W_D^{3X} W_P^{3X})(1 + W_s^{PX} W_{\text{ЧБ}}^{PX} W_n^{PX} + W_s^{PX} W_D^{PX} W_P^{PX}) - (-W_s^{3X} W_{\text{ЧБ}}^{3X} W_n^{PX} + W_s^{3X} W_D^{3X} W_P^{PX})(-W_s^{PX} W_{\text{ЧБ}}^{PX} W_n^{3X} + W_s^{PX} W_D^{PX} W_P^{3X}).$$

Далее, подставляя в выражение (5.11) значения числителя и знаменателя, запишем выражение для обратной матрицы Z^{-1} :

$$Z^{-1} = \frac{\begin{bmatrix} 1 + W_s^{3X} W_{\text{ЧБ}}^{3X} W_n^{3X} + W_s^{3X} W_D^{3X} W_P^{3X} & W_s^{PX} W_{\text{ЧБ}}^{PX} W_n^{3X} - W_s^{PX} W_D^{PX} W_P^{3X} \\ W_s^{3X} W_{\text{ЧБ}}^{3X} W_n^{PX} - W_s^{3X} W_D^{3X} W_P^{PX} & 1 + W_s^{PX} W_{\text{ЧБ}}^{PX} W_n^{PX} + W_s^{PX} W_D^{PX} W_P^{PX} \end{bmatrix}}{|Z|} \quad (5.12)$$

Обратную матрицу, знаменатель которой, не раскрывая для сокращения, в общем виде представим как

$$Z^{-1} = Q = \begin{bmatrix} q_{11} & q_{12} \\ q_{21} & q_{22} \end{bmatrix}, \quad (5.13)$$

здесь

$$\begin{aligned} q_{11} &= \frac{1 + W_s^{3X} W_{\text{ЧБ}}^{3X} W_n^{3X} + W_s^{3X} W_D^{3X} W_P^{3X}}{|Z|}; \\ q_{12} &= \frac{W_s^{PX} W_{\text{ЧБ}}^{PX} W_n^{3X} - W_s^{PX} W_D^{PX} W_P^{3X}}{|Z|}; \\ q_{21} &= \frac{W_s^{3X} W_{\text{ЧБ}}^{3X} W_n^{PX} - W_s^{3X} W_D^{3X} W_P^{PX}}{|Z|}; \\ q_{22} &= \frac{1 + W_s^{PX} W_{\text{ЧБ}}^{PX} W_n^{PX} + W_s^{PX} W_D^{PX} W_P^{PX}}{|Z|}. \end{aligned}$$

Окончательно для матричного звена R_2 запишем:

$$R_2 = Q R_3 = \begin{bmatrix} q_{11} & q_{12} \\ q_{21} & q_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} (r_3)_{11} & (r_3)_{12} \\ (r_3)_{21} & (r_3)_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (r_2)_{11} & (r_2)_{12} \\ (r_2)_{21} & (r_2)_{22} \end{bmatrix},$$

где

$$\begin{cases} (r_2)_{11} = q_{11}(r_3)_{11} + q_{12}(r_3)_{21}; \\ (r_2)_{12} = q_{11}(r_3)_{12} + q_{12}(r_3)_{22}; \\ (r_2)_{21} = q_{21}(r_3)_{11} + q_{22}(r_3)_{21}; \\ (r_2)_{22} = q_{21}(r_3)_{12} + q_{22}(r_3)_{22}. \end{cases} \quad (5.14)$$

Сворачивая матричные звенья R_1 , R_2 , R_6 и R_7 в соответствии с выражением для последовательного соединения матричных звеньев в структурной схеме на рис. V-15, получим:

$$\begin{aligned} R &= R_7 R_6 R_2 R_1 = \\ &= \begin{bmatrix} \kappa_{ТПХ} & -\kappa_{ТЗХ} \\ -\kappa_{\nu ПХ} & -\kappa_{\nu ЗХ} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} W_m^{ПХ} & 0 \\ 0 & W_m^{ЗХ} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} (r_2)_{11} & (r_2)_{12} \\ (r_2)_{21} & (r_2)_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} W_n & 0 \\ 0 & W_p \end{bmatrix} = \\ &= \begin{bmatrix} \kappa_{ТПХ} W_m^{ПХ} & -\kappa_{ТЗХ} W_m^{ЗХ} \\ -\kappa_{\nu ПХ} W_m^{ПХ} & -\kappa_{\nu ЗХ} W_m^{ЗХ} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} (r_2)_{11} & (r_2)_{12} \\ (r_2)_{21} & (r_2)_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} W_n & 0 \\ 0 & W_p \end{bmatrix} = \\ &= \begin{bmatrix} \kappa_{ТПХ} W_m^{ПХ}(r_2)_{11} - \kappa_{ТЗХ} W_m^{ЗХ}(r_2)_{21} & \kappa_{ТПХ} W_m^{ПХ}(r_2)_{12} - \kappa_{ТЗХ} W_m^{ЗХ}(r_2)_{22} \\ -\kappa_{\nu ПХ} W_m^{ПХ}(r_2)_{11} - \kappa_{\nu ЗХ} W_m^{ЗХ}(r_2)_{21} & -\kappa_{\nu ПХ} W_m^{ПХ}(r_2)_{12} - \kappa_{\nu ЗХ} W_m^{ЗХ}(r_2)_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} W_n & 0 \\ 0 & W_p \end{bmatrix} = \\ &= \begin{bmatrix} [\kappa_{ТПХ} W_m^{ПХ}(r_2)_{11} - \kappa_{ТЗХ} W_m^{ЗХ}(r_2)_{21}] W_n & [\kappa_{ТПХ} W_m^{ПХ}(r_2)_{12} - \kappa_{ТЗХ} W_m^{ЗХ}(r_2)_{22}] W_p \\ [-\kappa_{\nu ПХ} W_m^{ПХ}(r_2)_{11} - \kappa_{\nu ЗХ} W_m^{ЗХ}(r_2)_{21}] W_n & [-\kappa_{\nu ПХ} W_m^{ПХ}(r_2)_{12} - \kappa_{\nu ЗХ} W_m^{ЗХ}(r_2)_{22}] W_p \end{bmatrix} = \\ &= \begin{bmatrix} r_{11} & r_{12} \\ r_{21} & r_{22} \end{bmatrix}, \\ &\begin{cases} r_{11} = [\kappa_{ТПХ} W_m^{ПХ}(r_2)_{11} - \kappa_{ТЗХ} W_m^{ЗХ}(r_2)_{21}] W_n; \\ r_{12} = [\kappa_{ТПХ} W_m^{ПХ}(r_2)_{12} - \kappa_{ТЗХ} W_m^{ЗХ}(r_2)_{22}] W_p; \\ r_{21} = [-\kappa_{\nu ПХ} W_m^{ПХ}(r_2)_{11} - \kappa_{\nu ЗХ} W_m^{ЗХ}(r_2)_{21}] W_n; \\ r_{22} = [-\kappa_{\nu ПХ} W_m^{ПХ}(r_2)_{12} - \kappa_{\nu ЗХ} W_m^{ЗХ}(r_2)_{22}] W_p. \end{cases} \quad (5.15) \end{aligned}$$

Свернутая структурная схема ДСАР ГТЗА с учетом выражений (5.15) представлена на рис. V-16.

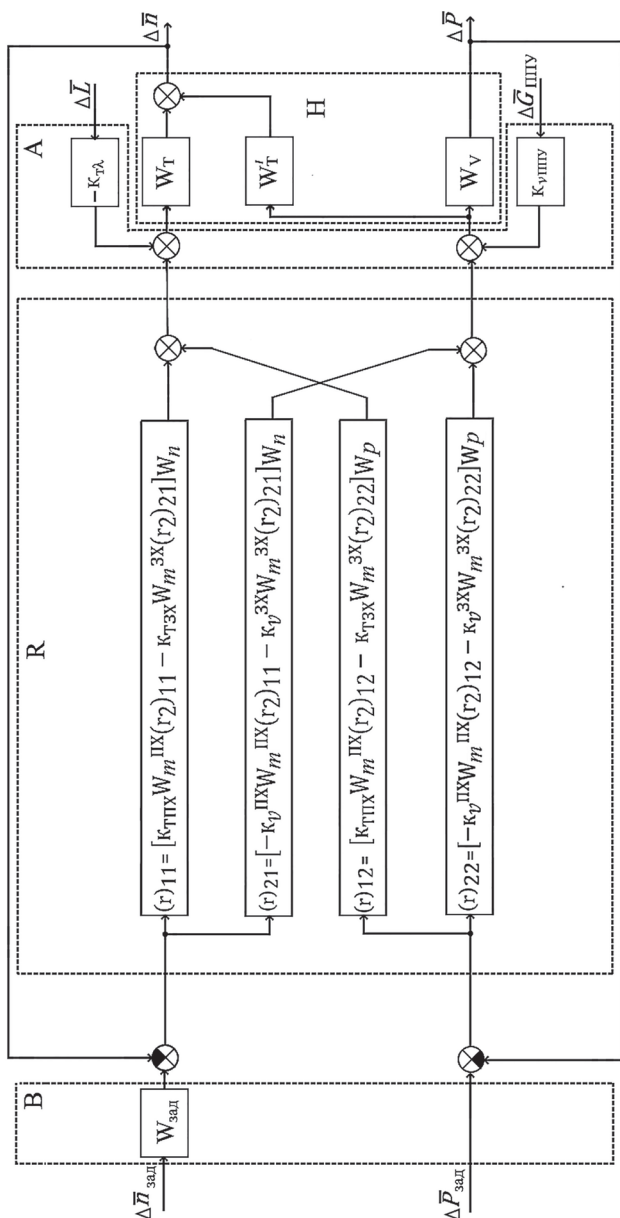


Рис. V-16. Свернутая структурная схема ДСАР ГТЗА

Представим структурную схему двухсвязной ДСАР ГТЗА в виде матричной схемы, изображенной на рис. V-17.

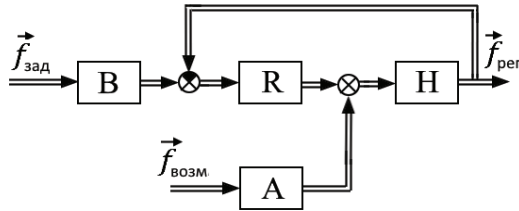


Рис. V-17. Матричная структурная схема ДСАР ГТЗА

Изображенные на матричной схеме векторы

$$\vec{f}_{\text{зад}} = \begin{bmatrix} \Delta \bar{n}_{\text{зад}} \\ \Delta \bar{P}_{\text{зад}} \end{bmatrix}; \quad \vec{f}_{\text{возм}} = \begin{bmatrix} \Delta \bar{L} \\ \Delta \bar{G}_{\text{ППУ}} \end{bmatrix}; \quad \vec{f}_{\text{рег}} = \begin{bmatrix} \Delta \bar{n} \\ \Delta \bar{P} \end{bmatrix}$$

представляют собой соответственно векторы задающих и возмущающих воздействий и вектор регулируемых величин.

Матричной структурной схеме соответствует матричное уравнение

$$\vec{f}_{\text{рег}} = (E + HR)^{-1} [HRB\vec{f}_{\text{зад}} + HA\vec{f}_{\text{возм}}] = D_{\text{зад}}\vec{f}_{\text{зад}} + D_{\text{возм}}\vec{f}_{\text{возм}},$$

где $D_{\text{зад}} = (E + HR)^{-1} HRB$ и $D_{\text{возм}} = (E + HR)^{-1} HA$ — соответственно передаточные матрицы ДСАР по задающим и возмущающим воздействиям.

Для исключения необходимости громоздких преобразований, связанных с вычислением обратной матрицы, при решении поставленной задачи определения условий автономности сепаратного контура регулирования ГП запишем выражение для передаточной матрицы $D_{\text{зад}}$ как

$$D_{\text{зад}} = HR(B - D_{\text{зад}}). \quad (5.16)$$

Выполним в (5.16) подстановку выражений для соответствующих матриц:

$$\begin{aligned} D_{\text{зад}} &= \begin{bmatrix} W_T & W_T' \\ 0 & W_V \end{bmatrix} \times \left\{ \begin{bmatrix} r_{11} & r_{12} \\ r_{21} & r_{22} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} W_{\text{зад}} & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} (d_{\text{зад}})_{11} & 0 \\ 0 & (d_{\text{зад}})_{22} \end{bmatrix} \right\} = \\ &= \begin{bmatrix} W_T r_{11} + W_T' r_{21} & W_T r_{12} + W_T' r_{22} \\ W_V r_{21} & W_V r_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} W_{\text{зад}} - (d_{\text{зад}})_{11} & 0 \\ 0 & 1 - (d_{\text{зад}})_{22} \end{bmatrix} = \\ &= \begin{bmatrix} (d_{\text{зад}})_{11} & (d_{\text{зад}})_{12} \\ (d_{\text{зад}})_{21} & (d_{\text{зад}})_{22} \end{bmatrix}, \end{aligned}$$

где

$$\begin{aligned} (d_{\text{зад}})_{11} &= (W_T r_{11} + W_T' r_{21}) [W_{\text{зад}} - (d_{\text{зад}})_{11}]; \\ (d_{\text{зад}})_{12} &= (W_T r_{12} + W_T' r_{22}) [1 - (d_{\text{зад}})_{22}]; \\ (d_{\text{зад}})_{21} &= W_V r_{21} [W_{\text{зад}} - (d_{\text{зад}})_{11}]; \\ (d_{\text{зад}})_{22} &= W_V r_{22} [1 - (d_{\text{зад}})_{22}]. \end{aligned}$$

Запишем выражение для передаточной матрицы $D_{\text{возм}}$ как

$$D_{\text{возм}} = H(A - RD_{\text{возм}}). \quad (5.17)$$

Выполним в (5.17) подстановку выражений для соответствующих матриц:

$$\begin{aligned} D_{\text{возм}} &= \begin{bmatrix} W_T & W_T' \\ 0 & W_V \end{bmatrix} \times \left\{ \begin{bmatrix} -\kappa_T \lambda & 0 \\ 0 & \kappa_V \text{ППУ} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} r_{11} & r_{12} \\ r_{21} & r_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} (d_{\text{возм}})_{11} & 0 \\ 0 & (d_{\text{возм}})_{22} \end{bmatrix} \right\} = \\ &= \begin{bmatrix} W_T & W_T' \\ 0 & W_V \end{bmatrix} \times \left\{ \begin{bmatrix} -\kappa_T \lambda & 0 \\ 0 & \kappa_V \text{ППУ} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} r_{11}(d_{\text{возм}})_{11} & r_{12}(d_{\text{возм}})_{22} \\ r_{21}(d_{\text{возм}})_{11} & r_{22}(d_{\text{возм}})_{22} \end{bmatrix} \right\} = \\ &= \begin{bmatrix} W_T & W_T' \\ 0 & W_V \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} -\kappa_T \lambda - r_{11}(d_{\text{возм}})_{11} & -r_{12}(d_{\text{возм}})_{22} \\ -r_{21}(d_{\text{возм}})_{11} & \kappa_V \text{ППУ} - r_{22}(d_{\text{возм}})_{22} \end{bmatrix} = \\ &= \begin{bmatrix} -W_T[\kappa_T \lambda + r_{11}(d_{\text{возм}})_{11}] - W_T' r_{21}(d_{\text{возм}})_{11} & -W_T r_{12}(d_{\text{возм}})_{22} + W_T'[\kappa_V \text{ППУ} - r_{22}(d_{\text{возм}})_{22}] \\ -W_V r_{21}(d_{\text{возм}})_{11} & W_V[\kappa_V \text{ППУ} - r_{22}(d_{\text{возм}})_{22}] \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} (d_{\text{возм}})_{11} & (d_{\text{возм}})_{12} \\ (d_{\text{возм}})_{21} & (d_{\text{возм}})_{22} \end{bmatrix}, \end{aligned}$$

где

$$\begin{aligned}(d_{\text{возм}})_{11} &= -W_T[\kappa_T\lambda + r_{11}(d_{\text{возм}})_{11}] - W_T'r_{21}(d_{\text{возм}})_{11}; \\(d_{\text{возм}})_{12} &= -W_T r_{12}(d_{\text{возм}})_{22} + W_T'[\kappa_{\nu\text{ППУ}} - r_{22}(d_{\text{возм}})_{22}]; \\(d_{\text{возм}})_{21} &= -W_V r_{21}(d_{\text{возм}})_{11}; \\(d_{\text{возм}})_{22} &= W_V[\kappa_{\nu\text{ППУ}} - r_{22}(d_{\text{возм}})_{22}].\end{aligned}$$

Далее, имея в виду, что условие полной автономности много-связной САР по внешним воздействиям в общем случае сводится к требованию диагональности передаточных матриц по этим воздействиям [45], запишем равенства

$$D_{\text{зад}} = \begin{bmatrix} (d_{\text{зад}})_{11} & 0 \\ 0 & (d_{\text{зад}})_{22} \end{bmatrix}; \quad (5.18)$$

$$D_{\text{возм}} = \begin{bmatrix} (d_{\text{возм}})_{11} & 0 \\ 0 & (d_{\text{возм}})_{22} \end{bmatrix}. \quad (5.19)$$

После подстановки выражений для матриц, входящих в (5.18) и (5.19), и соответственного приравнивания элементов матриц (5.16), (5.18) и (5.17), (5.19) получим систему уравнений для определения условия полной автономности контуров регулирования ЧВ и ДП по задающим воздействиям:

$$\left\{ \begin{array}{l} (W_T r_{11} + W_T' r_{21}) [W_{\text{зад}} - (d_{\text{зад}})_{11}] = (d_{\text{зад}})_{11}; \\ (W_T r_{12} + W_T' r_{22}) [1 - (d_{\text{зад}})_{22}] = 0; \\ W_V r_{21} [W_{\text{зад}} - (d_{\text{зад}})_{11}] = 0; \\ W_V r_{22} [1 - (d_{\text{зад}})_{22}] = (d_{\text{зад}})_{22}. \end{array} \right. \quad (5.20)$$

и по возмущающим воздействиям:

$$\left\{ \begin{array}{l} -W_T[\kappa_T\lambda + r_{11}(d_{\text{возм}})_{11}] - W_T' r_{21}(d_{\text{возм}})_{11} = (d_{\text{возм}})_{11}; \\ -W_T r_{12}(d_{\text{возм}})_{22} + W_T'[\kappa_{\nu\text{ППУ}} - r_{22}(d_{\text{возм}})_{22}] = 0; \\ -W_V r_{21}(d_{\text{возм}})_{11} = 0; \\ W_V[\kappa_{\nu\text{ППУ}} - r_{22}(d_{\text{возм}})_{22}] = (d_{\text{возм}})_{22}. \end{array} \right. \quad (5.21)$$

В системах уравнений (5.20) и (5.21) из третьих сверху уравнений, левые части которых представляют собой передаточные функции двухсвязной ДСАР между внешними воздействиями, приложенными к сепаратному контуру регулирования ЧВ, и регулируемой величиной сепаратного контура регулирования ДП, следует, что должно выполняться равенство $r_{21} = 0$. Из полученного ранее выражения (5.15) следует

$$r_{21} = [-\kappa_{v\Pi X} W_m^{\Pi X}(r_2)_{11} - \kappa_{v3X} W_m^{3X}(r_2)_{21}] W_n = 0,$$

откуда

$$-\kappa_{v\Pi X} W_m^{\Pi X}(r_2)_{11} - \kappa_{v3X} W_m^{3X}(r_2)_{21} = 0. \quad (5.22)$$

Для $(r_2)_{11}$ и $(r_2)_{21}$, учитывая (5.14), из которого следует $(r_2)_{11} = q_{11}(r_3)_{11} + q_{12}(r_3)_{21}$ и $(r_2)_{21} = q_{21}(r_3)_{11} + q_{22}(r_3)_{21}$, запишем

$$\begin{aligned} (r_2)_{11} &= \frac{1 + W_s^{\Pi X} W_{\text{ЧВ}}^{3X} W_n^{3X} + W_s^{3X} W_{\text{Д}}^{3X} W_p^{3X}}{|Z|} W_s^{\Pi X} W_{\text{ЧВ}}^{\Pi X} + \\ &+ \frac{-W_s^{\Pi X} W_{\text{ЧВ}}^{\Pi X} W_n^{3X} + W_s^{\Pi X} W_{\text{Д}}^{\Pi X} W_p^{3X}}{|Z|} W_s^{3X} W_{\text{ЧВ}}^{3X}, \\ (r_2)_{21} &= \frac{W_s^{3X} W_{\text{ЧВ}}^{3X} W_n^{\Pi X} - W_s^{3X} W_{\text{Д}}^{3X} W_p^{\Pi X}}{|Z|} W_s^{\Pi X} W_{\text{ЧВ}}^{\Pi X} + \\ &+ \frac{-1 - W_s^{\Pi X} W_{\text{ЧВ}}^{\Pi X} W_n^{\Pi X} - W_s^{\Pi X} W_{\text{Д}}^{\Pi X} W_p^{\Pi X}}{|Z|} W_s^{3X} W_{\text{ЧВ}}^{3X}. \end{aligned}$$

При проектировании систем регулирования ГТЗА в обеспечение унификации и взаимозаменяемости следует выполнять однотипные функциональные узлы в каналах ПХ и ЗХ одинаковыми. Это позволяет принять допущение об одинаковости следующих передаточных функций:

$$\left\{ \begin{array}{l} W_s^{\Pi X} = W_s^{3X} = W_s ; W_m^{\Pi X} = W_m^{3X} = W_m ; W_{\text{ЧВ}}^{\Pi X} = W_{\text{ЧВ}}^{3X} = W_{\text{ЧВ}} ; \\ W_{\text{Д}}^{3X} = W_{\text{Д}}^{\Pi X} = W_{\text{Д}} ; \\ W_n^{\Pi X} = W_n^{3X} = W_n' ; W_p^{\Pi X} = W_p^{3X} = W_p'. \end{array} \right. \quad (5.23)$$

Учитывая последнее допущение, выражения для $(r_2)_{11}$ и $(r_2)_{21}$ запишутся:

$$(r_2)_{11} = \frac{1 + 2W_d W_s W_p'}{|Z|} W_s W_{чВ},$$

$$(r_2)_{21} = -\frac{1 + 2W_d W_s W_p'}{|Z|} W_s W_{чВ}.$$

Подставляя полученные выражения $(r_2)_{11}$ и $(r_2)_{21}$ в (5.22), получим

$$-K_{\nu ПХ} W_m \frac{1 + 2W_d W_s W_p'}{|Z|} W_s W_{чВ} +$$

$$+ K_{\nu ЗХ} W_m^{3X} \frac{1 + 2W_d W_s W_p'}{|Z|} W_s W_{чВ} = 0$$

и, решая уравнение относительно $K_{\nu ЗХ}$, запишем окончательно

$$K_{\nu ЗХ} = K_{\nu ПХ}. \quad (5.24)$$

Таким образом, задача достижения односторонней автономности сепаратного контура регулирования ДП в ДСАР ГТЗА не требует введения каких-либо дополнительных перекрестных связей, компенсирующих инерционности сепаратных контуров, а сопряжена лишь с выбором необходимых параметров элементов системы. Причем, этот выбор сводится к уравниванию коэффициентов $K_{\nu ПХ}$ и $K_{\nu ЗХ}$, а также к выбору одинаковых передаточных функций звеньев прямых каналов и прямых и обратных перекрестных связей матричного звена $R_6 R_2$ (см. рис. V-15), т. е. к своего рода симметрированию каналов управления расходами пара в ТПХ и ТЗХ в пределах сепаратных контуров.

Практическая реализация одинаковых соответствующих передаточных функций звеньев в каналах ПХ и ЗХ, включая исполнительные механизмы, не представляют сложности. Коэффициенты же $K_{\nu ЗХ}$ и $K_{\nu ПХ}$ являются переменными величинами и зависят от режима работы ДСАР. Требование равенства этих коэффициентов обуславливает необходимость достижения

равенства $\left(\frac{\partial \bar{G}_{\text{КПХ}}^*}{\partial \bar{m}_{\text{ПХ}}}\right)_0 = \left(\frac{\partial \bar{G}_{\text{КЗХ}}^*}{\partial \bar{m}_{\text{ПХ}}}\right)_0$, получаемого после приравнивания выражений для квпх и квзх через частные производные, записанные в начале настоящего параграфа § V-3.

Очевидно, что последнее равенство для любых режимов может быть выполнено только в случае линейных расходных характеристик КПХ и КЗХ. Однако регулирующие клапаны специально проектируют с нелинейными характеристиками с целью обеспечения приблизительно одинаковых запасов устойчивости систем регулирования ГТЗА на всех режимах работы турбоагрегатов [30]. Следовательно, в ДСАР ГТЗА в этих условиях может быть реализована лишь частичная односторонняя автономность контура регулирования ДП, которая может быть полной только на режимах, в которых расходные характеристики имеют равные производные $\left(\frac{\partial \bar{G}}{\partial \bar{m}}\right)_0$. Отклонение статических характеристик $\bar{P} = \psi_2(\bar{M})$ и $\bar{P} = \psi_3(\bar{n}_{\text{зад}})$ (см. рис. V-12 и рис. V-13) от горизонтали иллюстрируют сказанное.

Для достижения максимально возможной степени реализации условия полной односторонней автономности контура РДП можно рекомендовать приближать крутизну начальной части расходной характеристики КЗХ к крутизне расходной характеристики КПХ в диапазоне расходов пара в ГТЗА, соответствующих наиболее частым ходовым режимам, сопряженным с возможностью появления достаточно больших возмущений со стороны гребного винта. При этом появляющиеся избытки пара при снижении нагрузки на ГТЗА будут сбрасываться в ТЗХ с минимальным возмущением ГП.

§ V-4. ОБ УСТОЙЧИВОСТИ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОЙ САР ГТЗА

Определенный интерес представляют собой особенности, которые следует учитывать при анализе устойчивости рассматриваемой ДСАР ГТЗА. Как отмечалось в § V-1, установившиеся режимы работы ДСАР можно подразделить на квазистатические

при недостаточной или избыточной паропроизводительностях ППУ и статические — при балансе генерируемого ППУ и полезно потребляемого ГТЗА пара. Каждый из этих режимов характеризуется своей структурой системы регулирования.

На режимах недостаточной паропроизводительности ППУ двухсвязная ДСАР ГТЗА превращается в односвязную систему регулирования давления в ГП вследствие автоматического размыкания сепаратного контура регулирования ЧВ (см. § IV-3) при закрытом клапане турбины противоположного направления вращения. Анализ устойчивости при этом должен проводится по расчетной схеме контура РДП, которую легко можно получить из схемы на рис. V-15 при $W_{\text{ЧВ}}^{\text{ПХ}} = W_{\text{ЧВ}}^{\text{ЗХ}} = 0$, а также $W_s^{\text{ЗХ}} = 0$ — на режимах ПХ и $W_s^{\text{ПХ}} = 0$ — на режимах ЗХ.

На режимах избыточной паропроизводительности анализ устойчивости ДСАР необходимо проводить как двухсвязной системы регулирования с учетом взаимодействия обоих сепаратных контуров регулирования из-за отсутствия их полной автономности. Расчетной структурной схемой в этом случае является схема, приведенная на рис. V-18, полученная из структурной схемы на рис. V-16. Элементы матрицы $R = \begin{bmatrix} r_{11} & r_{12} \\ r_{21} & r_{22} \end{bmatrix}$ на рис. V-18 после необходимых подстановок в них выражений из (5.14) для элементов матрицы $R_2 = \begin{bmatrix} (r_2)_{11} & (r_2)_{12} \\ (r_2)_{21} & (r_2)_{22} \end{bmatrix}$, имеют вид:

$$\begin{aligned} r_{11} &= \frac{W_n W_{\text{ЧВ}} W_s W_m (k_{\text{ТПХ}} + k_{\text{ТЗХ}})}{1 + 2W_{\text{ЧВ}} W_s W_n'}; \\ r_{12} &= \frac{W_p W_d W_s W_m (k_{\text{ТЗХ}} - k_{\text{ТПХ}})}{1 + 2W_d W_s W_p'}; \\ r_{21} &= \frac{W_n W_{\text{ЧВ}} W_s W_m (k_{\nu\text{ЗХ}} - k_{\nu\text{ПХ}})}{1 + 2W_{\text{ЧВ}} W_s W_n'}; \\ r_{22} &= \frac{W_p W_d W_s W_m (k_{\nu\text{ЗХ}} + k_{\nu\text{ПХ}})}{1 + 2W_d W_s W_p'} \end{aligned}$$

и представляют соответствующие передаточные функции четырехполюсника R с прямыми перекрестными связями.

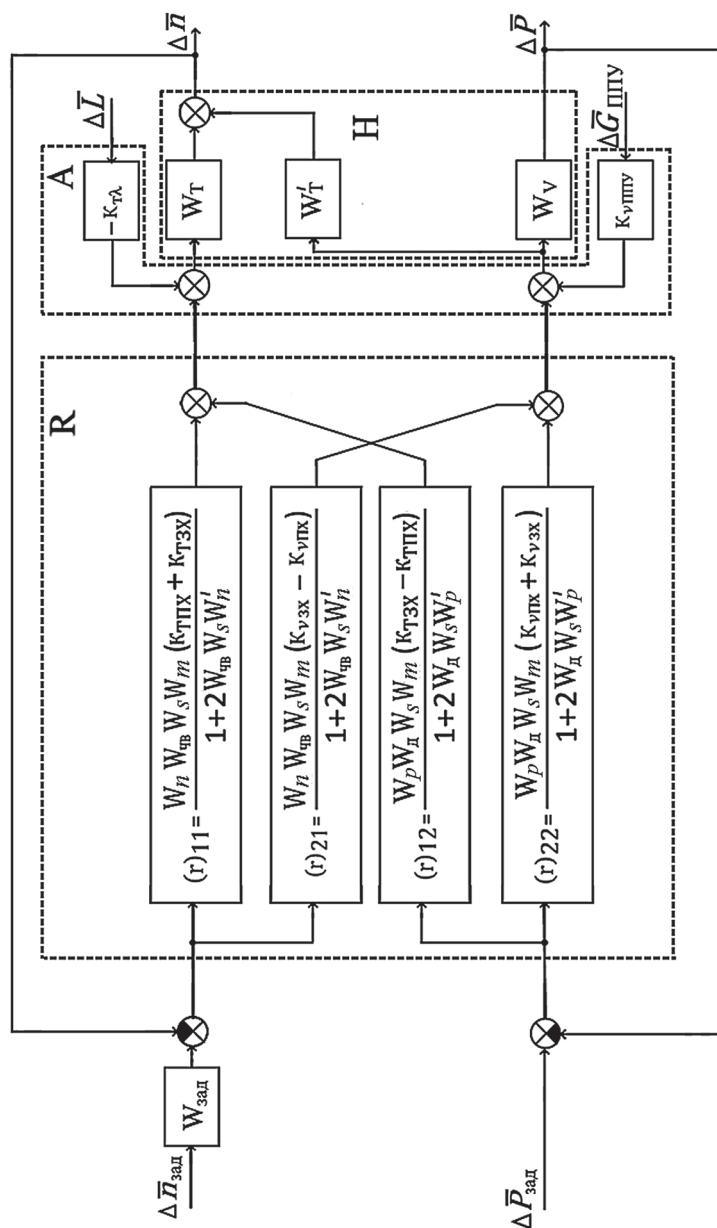


Рис. V-18. Расчетная структурная схема ДСА ГТЗА для анализа устойчивости на режимах избыточной паропроизводительности ППУ

Как известно, передаточные функции характеризуют только управляемую и наблюдаемую части системы. В связи с этим убедимся в отсутствии в ДСАР скрытых неуправляемых и ненаблюдаемых частей во избежание возможной потери информации, существенной для проведения анализа устойчивости САР.

Из структурной схемы на рис. V-15 видно, что неуправляемые и ненаблюдаемые контуры могут существовать в четырехполюснике R_2 , имеющем достаточно сложную структуру с прямыми и обратными перекрестными связями.

Опишем R_2 в переменных состояния [33]. Предварительно уточним, что передаточные функции $W_{\text{ЧВ}}^{\text{ПХ}}$, $W_{\text{ЧВ}}^{\text{ЗХ}}$, $W_{\text{Д}}^{\text{ПХ}}$, $W_{\text{Д}}^{\text{ЗХ}}$, $W_{\text{н}}^{\text{ПХ}}$, $W_{\text{н}}^{\text{ЗХ}}$, $W_{\text{Р}}^{\text{ПХ}}$, $W_{\text{Р}}^{\text{ЗХ}}$ малоинерционных электронных усилителей и преобразователей могут быть заменены без существенных погрешностей их коэффициентами передачи $\kappa_{\text{ЧВ}}^{\text{ПХ}}$, $\kappa_{\text{ЧВ}}^{\text{ЗХ}}$, $\kappa_{\text{Д}}^{\text{ПХ}}$, $\kappa_{\text{Д}}^{\text{ЗХ}}$, $\kappa_{\text{н}}^{\text{ПХ}}$, $\kappa_{\text{н}}^{\text{ЗХ}}$, $\kappa_{\text{Р}}^{\text{ПХ}}$, $\kappa_{\text{Р}}^{\text{ЗХ}}$, а ПСМ ПХ и ПСМ ЗХ ($W_{\text{с}}^{\text{ПХ}}$, $W_{\text{с}}^{\text{ЗХ}}$) являются интегрирующими звеньями с временами $T_{\text{с}}^{\text{ПХ}}$, $T_{\text{с}}^{\text{ЗХ}}$.

Переменными состояния четырехполюсника R_2 являются перемещения ПСМ $\Delta\bar{s}_{\text{ПХ}}$ и $\Delta\bar{s}_{\text{ЗХ}}$, переменными входа являются сигналы $\Delta\bar{V}_{\text{н}}$ и $\Delta\bar{V}_{\text{Р}}$, переменными выхода являются также перемещения ПСМ $\Delta\bar{s}_{\text{ПХ}}$ и $\Delta\bar{s}_{\text{ЗХ}}$ (см. рис. V-15).

Дифференциальные уравнения четырехполюсника R_2 , записанные в нормальной форме, имеют вид

$$\begin{aligned} \frac{d\bar{s}_{\text{ПХ}}}{dt} &= -\frac{\kappa_{\text{н}}^{\text{ПХ}} \kappa_{\text{ЧВ}}^{\text{ПХ}} + \kappa_{\text{Д}}^{\text{ПХ}} \kappa_{\text{Р}}^{\text{ПХ}}}{T_{\text{с}}^{\text{ПХ}}} \Delta\bar{s}_{\text{ПХ}} + \frac{\kappa_{\text{н}}^{\text{ЗХ}} \kappa_{\text{ЧВ}}^{\text{ПХ}} - \kappa_{\text{Р}}^{\text{ЗХ}} \kappa_{\text{Д}}^{\text{ПХ}}}{T_{\text{с}}^{\text{ПХ}}} \Delta\bar{s}_{\text{ЗХ}} + \\ &\quad + \frac{\kappa_{\text{ЧВ}}^{\text{ПХ}}}{T_{\text{с}}^{\text{ПХ}}} \Delta\bar{V}_{\text{н}} - \frac{\kappa_{\text{Д}}^{\text{ПХ}}}{T_{\text{с}}^{\text{ПХ}}} \Delta\bar{V}_{\text{Р}}; \\ \frac{d\bar{s}_{\text{ЗХ}}}{dt} &= \frac{\kappa_{\text{н}}^{\text{ПХ}} \kappa_{\text{ЧВ}}^{\text{ЗХ}} - \kappa_{\text{Р}}^{\text{ПХ}} \kappa_{\text{Д}}^{\text{ЗХ}}}{T_{\text{с}}^{\text{ЗХ}}} \Delta\bar{s}_{\text{ПХ}} - \frac{\kappa_{\text{н}}^{\text{ЗХ}} \kappa_{\text{ЧВ}}^{\text{ЗХ}} + \kappa_{\text{Р}}^{\text{ЗХ}} \kappa_{\text{Д}}^{\text{ЗХ}}}{T_{\text{с}}^{\text{ЗХ}}} \Delta\bar{s}_{\text{ЗХ}} - \\ &\quad - \frac{\kappa_{\text{ЧВ}}^{\text{ЗХ}}}{T_{\text{с}}^{\text{ЗХ}}} \Delta\bar{V}_{\text{н}} - \frac{\kappa_{\text{Д}}^{\text{ЗХ}}}{T_{\text{с}}^{\text{ЗХ}}} \Delta\bar{V}_{\text{Р}}. \end{aligned}$$

В матричной форме дифференциальные уравнения для R_2 запишутся в виде системы из матричного уравнения состояния и уравнения выхода

$$\begin{cases} \dot{\vec{x}} = \Omega \vec{x} + \Phi \vec{v} \\ \dot{\vec{y}} = E \vec{x}. \end{cases} \quad (5.25)$$

Здесь

$$\vec{x} = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Delta \bar{s}_{\text{ПХ}} \\ \Delta \bar{s}_{3\text{Х}} \end{bmatrix} \text{ — вектор состояния,}$$

$$\vec{v} = \begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Delta \bar{V}_n \\ \Delta \bar{V}_p \end{bmatrix} \text{ — вектор входа,}$$

$$\Omega = \begin{bmatrix} \omega_{11} & \omega_{12} \\ \omega_{21} & \omega_{22} \end{bmatrix}, \Phi = \begin{bmatrix} \varphi_{11} & \varphi_{12} \\ \varphi_{21} & \varphi_{22} \end{bmatrix} \text{ — матрицы коэффициентов,}$$

$$[E] = [1] \text{ — единичная матрица.}$$

Элементы матриц Ω и Φ соответственно равны:

$$\begin{aligned} \omega_{11} &= -\frac{\kappa_n^{\text{ПХ}} \kappa_{\text{ЧВ}}^{\text{ПХ}} + \kappa_p^{\text{ПХ}} \kappa_d^{\text{ПХ}}}{T_s^{\text{ПХ}}}; & \varphi_{11} &= \frac{\kappa_{\text{ЧВ}}^{\text{ПХ}}}{T_s^{\text{ПХ}}}; \\ \omega_{12} &= \frac{\kappa_n^{3\text{Х}} \kappa_{\text{ЧВ}}^{\text{ПХ}} - \kappa_p^{3\text{Х}} \kappa_d^{\text{ПХ}}}{T_s^{\text{ПХ}}}; & \varphi_{12} &= -\frac{\kappa_d^{\text{ПХ}}}{T_s^{\text{ПХ}}}; \\ \omega_{21} &= \frac{\kappa_n^{\text{ПХ}} \kappa_{\text{ЧВ}}^{3\text{Х}} - \kappa_p^{\text{ПХ}} \kappa_d^{3\text{Х}}}{T_s^{3\text{Х}}}; & \varphi_{21} &= -\frac{\kappa_{\text{ЧВ}}^{3\text{Х}}}{T_s^{3\text{Х}}}; \\ \omega_{22} &= -\frac{\kappa_n^{3\text{Х}} \kappa_{\text{ЧВ}}^{3\text{Х}} + \kappa_p^{3\text{Х}} \kappa_d^{3\text{Х}}}{T_s^{3\text{Х}}}; & \varphi_{22} &= -\frac{\kappa_d^{3\text{Х}}}{T_s^{3\text{Х}}}. \end{aligned}$$

С целью подтверждения отсутствия в четырехполюснике R_2 неуправляемых и ненаблюдаемых частей проведем анализ в следующей последовательности.

Определим собственные значения матрицы Ω , полученные как решения характеристического уравнения $\det [\Omega - \lambda E] = 0$, для чего в соответствии с правилами матричных преобразований запишем характеристическую матрицу $[\Omega - \lambda E]$ в виде

$$\begin{aligned} [\Omega - \lambda E] &= \begin{bmatrix} \omega_{11} & \omega_{12} \\ \omega_{21} & \omega_{22} \end{bmatrix} - \lambda E = \\ &= \begin{bmatrix} \omega_{11} & \omega_{12} \\ \omega_{21} & \omega_{22} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \lambda & 0 \\ 0 & \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \omega_{11} - \lambda & \omega_{12} \\ \omega_{21} & \omega_{22} - \lambda \end{bmatrix}. \end{aligned} \quad (5.26)$$

Далее вычислим определитель характеристической матрицы и приравняем его нулю:

$$\begin{aligned} \det [\Omega - \lambda E] &= (\omega_{11} - \lambda)(\omega_{22} - \lambda) - \omega_{21}\omega_{12} = \\ &= \lambda^2 - \lambda(\omega_{11} + \omega_{22}) + \omega_{11}\omega_{22} - \omega_{21}\omega_{12} = 0. \end{aligned}$$

Находим корни полученного квадратного уравнения, которые являются собственными значениями матрицы Ω .

С учетом уравнивания коэффициентов передачи в каналах ПХ и ЗХ, согласно (5.23), $\kappa_n^{\text{ПХ}} = \kappa_n^{\text{ЗХ}} = \kappa'_n$; $\kappa_d^{\text{ПХ}} = \kappa_d^{\text{ЗХ}} = \kappa_d$; $\kappa_p^{\text{ПХ}} = \kappa_p^{\text{ЗХ}} = \kappa'_p$; $\kappa_{\text{ЧВ}}^{\text{ПХ}} = \kappa_{\text{ЧВ}}^{\text{ЗХ}} = \kappa_{\text{ЧВ}}$; $T_s^{\text{ПХ}} = T_s^{\text{ЗХ}} = T_s$, собственные значения матрицы Ω принимают значения

$$\lambda_1 = -\frac{2\kappa'_d \kappa'_p}{T_s}; \quad \lambda_2 = -\frac{2\kappa'_n \kappa_{\text{ЧВ}}}{T_s}. \quad (5.27)$$

Найдем модальную матрицу M , столбцами которой являются по одному из столбцов присоединенных матриц $\text{Adj} [\Omega - \lambda_1 E]$ и $\text{Adj} [\Omega - \lambda_2 E]$.

1) Сначала транспонируем матрицы $[\Omega - \lambda_1 E]$ и $[\Omega - \lambda_2 E]$:

$$\begin{aligned} [\Omega - \lambda_1 E]^T &= \begin{bmatrix} \omega_{11} - \lambda_1 & \omega_{12} \\ \omega_{21} & \omega_{22} - \lambda_1 \end{bmatrix}^T = \begin{bmatrix} \omega_{11} - \lambda_1 & \omega_{21} \\ \omega_{12} & \omega_{22} - \lambda_1 \end{bmatrix}; \\ [\Omega - \lambda_2 E]^T &= \begin{bmatrix} \omega_{11} - \lambda_2 & \omega_{12} \\ \omega_{21} & \omega_{22} - \lambda_2 \end{bmatrix}^T = \begin{bmatrix} \omega_{11} - \lambda_2 & \omega_{21} \\ \omega_{12} & \omega_{22} - \lambda_2 \end{bmatrix}; \end{aligned}$$

2) затем определим присоединенные матрицы как составленные из алгебраических дополнений элементов транспонированных выше матриц:

$$Adj [\Omega - \lambda_1 E] = \begin{bmatrix} \omega_{22} - \lambda_1 & \omega_{12} \\ \omega_{21} & \omega_{11} - \lambda_1 \end{bmatrix};$$

$$Adj [\Omega - \lambda_2 E] = \begin{bmatrix} \omega_{22} - \lambda_2 & \omega_{12} \\ \omega_{21} & \omega_{11} - \lambda_2 \end{bmatrix};$$

3) наконец, запишем искомую модальную матрицу и выполним необходимые подстановки:

$$M = \begin{bmatrix} \omega_{22} - \lambda_2 & \omega_{12} \\ \omega_{21} & \omega_{11} - \lambda_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{K'_n K_{\text{ЧВ}} - K'_P K_D}{T_s} & \frac{K'_n K_{\text{ЧВ}} - K'_P K_D}{T_s} \\ \frac{K'_n K_{\text{ЧВ}} - K'_P K_D}{T_s} & \frac{-K'_n K_{\text{ЧВ}} + K'_P K_D}{T_s} \end{bmatrix}. \quad (5.28)$$

Перепишем уравнение (5.25) в канонической форме, введя линейное преобразование $\vec{x} = M\vec{\sigma}$

$$\begin{cases} \dot{\vec{\sigma}} = \Lambda \vec{\sigma} + \Phi_K \vec{v} \\ \dot{\vec{y}} = M\vec{\sigma}, \end{cases}$$

где

$$\Lambda = M^{-1} \Omega M = \begin{bmatrix} \frac{-K'_P K_D}{T_s} & 0 \\ 0 & \frac{-2K'_n K_{\text{ЧВ}}}{T_s} \end{bmatrix}, \quad (5.29)$$

$$\Phi_K = M^{-1} \Phi = \begin{bmatrix} 0 & -\frac{K_D}{K'_n K_{\text{ЧВ}} - K'_P K_D} \\ \frac{K_{\text{ЧВ}}}{K'_n K_{\text{ЧВ}} - K'_P K_D} & 0 \end{bmatrix}.$$

Как видно из выражения (5.29), матрица Φ_K не имеет нулевых строк, что говорит об отсутствии в рассматриваемой структуре неуправляемых частей.

Из выражения (5.28) следует, что условием отсутствия ненаблюдаемых частей в структуре является соблюдение неравенства $k'_n k_{чв} \neq k'_p k_d$, при котором исключено появление нулевых столбцов в матрице М. В противном случае, т. е. при выполнении равенства $k'_n k_{чв} = k'_p k_d$, произойдет взаимная компенсация обратных связей в четырехполюснике R_2 (см. рис. V-15), и САР может потерять устойчивость вследствие появления в ней неохваченных обратными связями интегрирующих звеньев — ПСМ ПХ и ПСМ ЗХ.

Статические режимы баланса генерируемого и полезно потребляемого пара характеризуются открытым положением только одного регулирующего клапана — турбины прямого направления вращения. Клапан турбины обратного направления вращения закрыт. В указанных режимах баланса частота вращения ГТЗА и давления в ГП поддерживаются автономно работающими регулятором частоты вращения ГТЗА и регулятором давления пара в ГП, воздействующим либо на КТ в атомных ГЭУ, либо на клапан турбины противоположного направления вращения в установках с котлами на органическом топливе.

§ V-5. ПЕРЕХОДНЫЕ ПРОЦЕССЫ В ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОЙ САР ГТЗА

В настоящем параграфе приведены некоторые результаты изучения переходных процессов в ДСАР ГТЗА¹ в сепаратных контурах регулирования ЧВ турбоагрегата и давления в ГП при различных видах внешних воздействий.

Внешнее воздействие в виде изменения заданного значения ЧВ ГТЗА. Осциллограммы переходных процессов представлены на рис. V-19.

¹ Исследования выполнены методом полунатурного моделирования с использованием натурального электрогидравлического дифференциального двухсвязного регулятора частоты вращения и давления пара и математической электронной модели двухсвязного объекта регулирования «ГТЗА-ГП», имеющих структурно-функциональное построение согласно схеме на рис. IV-3.

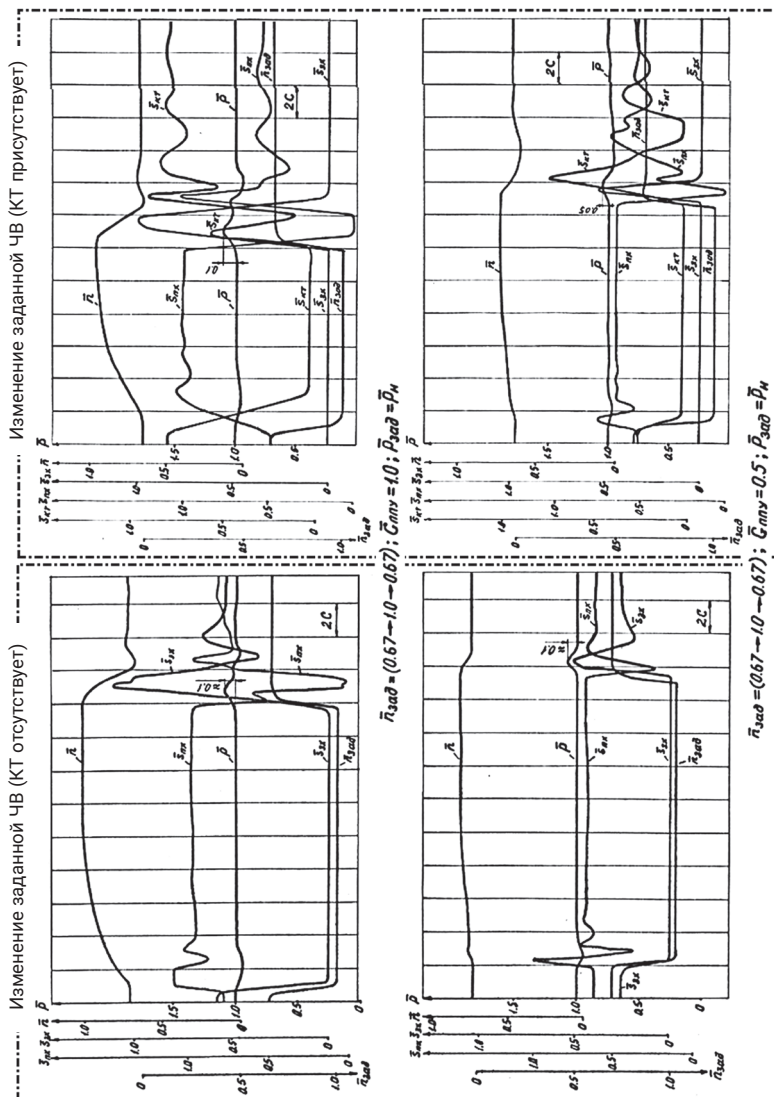


Рис. V-19. Осциллограммы при внешнем воздействии в виде изменения заданного значения ЧВ ГТЗА

Внешнее воздействие в виде скачкообразной полной разгрузки ГТЗА. Осциллограммы переходных процессов представлены на рис. V-20.

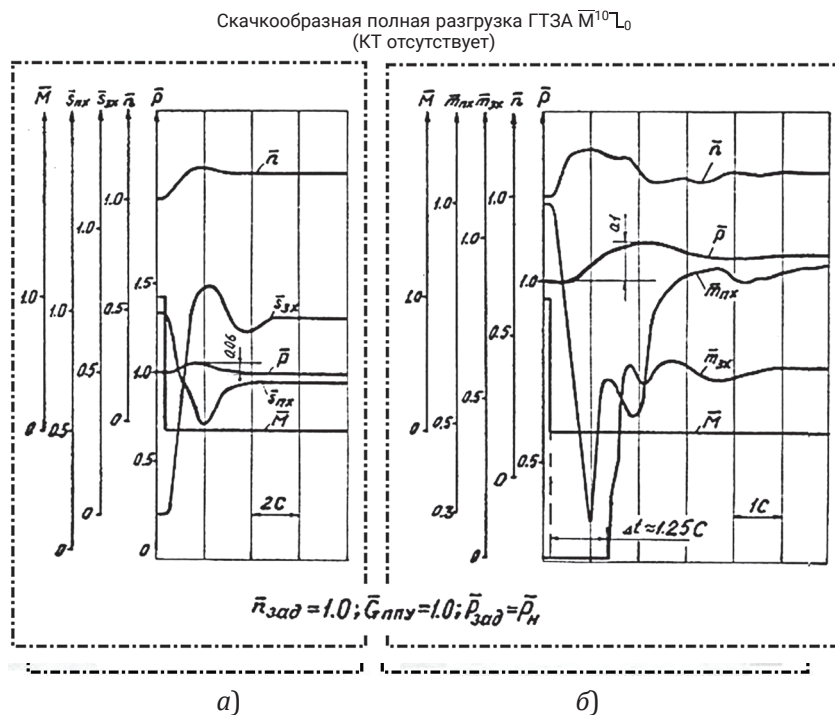


Рис. V-20. Осциллограммы при внешнем воздействии
в виде скачкообразной полной разгрузки ГТЗА:
а) в дифференциальной САР ГТЗА; б) в недифференциальной
САР ГТЗ, представленной на рис. I-9

Внешнее воздействие в виде периодического изменения нагрузки ГТЗА, имитирующее условие волнения моря. Осциллограммы переходных процессов в ДСАР представлены на рис. V-21.



Рис. V-21. Осциллограммы при внешнем воздействии в виде периодического изменения нагрузки ГТЗА, имитирующем условие волнения моря

Приведенные осциллограммы переходных процессов, наблюдаемых в двухсвязной дифференциальной САР ГТЗА, характеризуются одновременным перемещением регулирующих органов турбин обоих направлений вращения при реакциях системы на прикладываемые к ней воздействия, обуславливающие появление избыточной паропроизводительности ППУ. Весьма показателен в этом смысле переходный процесс при скачкообразной полной разгрузке турбоагрегата (см. рис. V-20 а). Для сопоставления на рис. V-20 б приведена осциллограмма аналогичного переходного процесса, снятого в недифференциальной системе регулирования ГТЗА, схема которой представлена на рис. I-9. Если в ДСАР ПСМ ПХ и ЗХ ($\bar{s}_{пх}$, $\bar{s}_{зх}$), а соответственно КПХ и КЗХ начинают движение одновременно при отработке названного возмущения, то в недифференциальной САР КЗХ начинает движение в сторону открытия только через $\Delta t \approx 1,25$ с после начала движения в сторону закрытия КПХ.

Осциллограммы, снятые при изменении заданной ЧВ (см. рис. V-19) при недостаточной паропроизводительности ППУ, иллюстрируют качество работы дифференциальной вилки, появляющейся при закрытии регулирующего клапана турбины противоположного направления вращения (и КТ, если таковой имеется в составе контура регулирования ДП) и предотвращающей дальнейшее открытие клапана турбины прямого направления вращения в обеспечение стабилизации давления в ГП.

Давление в переходных процессах при этом отклоняется не более, чем на 10% от заданного значения.

Сравнивая динамические отклонения регулируемых величин от их заданных значений при рассмотренных различных видах внешних воздействий, прикладываемых к двухсвязной ДСАР, можно отметить, что реакция сепаратного контура РДП на «чужие» для РДП внешние воздействия, прикладываемые к сепаратному контуру РЧВ, весьма незначительна. Осциллограммы переходных процессов, представленные на рис. V-19, V-20, V-21, снятые при возмущениях, приложенных к контуру регулирования ЧВ, из которых видно, что отклонения ДП не превышают 10 % от заданного значения, подтверждают значительную степень реализации автономности контура регулирования ДП в САР.

Осциллограмма, представленная на рис. V-21, иллюстрирует качество работы ДСАР при периодических колебаниях нагрузки на ГТЗА, упрощенно имитирующих изменение нагрузки турбоагрегата при ходе судна в условиях волнения морской поверхности.

Периодические колебания нагрузки, заосциллографированные на рис. V-21, описывались уравнением

$$\overline{M}_B = \overline{M}_{Bo} + \overline{A}_B \sin \overline{\omega}_B t,$$

где $\overline{A}_B$ и $\overline{\omega}_B$ — амплитуда и частота периодической составляющей момента сопротивления на вале ГТЗА.

Осциллограмма показывает, что двухсвязная ДСАР обеспечивает отработку колебаний нагрузки ГТЗА одновременно КПХ и КЗХ, поддерживая практически неизменным давление $\overline{P}$ пара в ГП.

ВЫВОДЫ ПО МАТЕРИАЛАМ ГЛАВЫ V

1. Двухсвязный объект «ГТЗА-ГП» с двумя аккумуляторами, имеющими весьма близкие инерционные характеристики, характеризуемый существенным взаимовлиянием выходных координат — ЧВ ГТЗА и давления в ГП, при наличии двух регулирующих

органов (КПХ и КЗХ) является объектом, при разработке САР которого существует возможность выполнения критерия реализуемости условия инвариантности регулируемых координат без принятия мер по организации дополнительных компенсационных каналов.

2. Двухсвязная ДСАР ГТЗА вследствие наличия в ее структуре двух дифференциальных вилок, образующих перекрестные связи между сепаратными контурами РЧВ и РДП, удовлетворяет принципу двухканальности академика Б.Н.Петрова, являющемуся структурным признаком выполнения критерия реализуемости в системе условия автономности сепаратных контуров.

3. Установившиеся режимы работы ДСАР ГТЗА подразделяют на

- статические режимы работы, существующие при балансе генерируемого ППУ и полезно потребляемого ГТЗА расходов пара,
- квазистатические режимы работы, имеющие место в отсутствие указанного баланса при медленно меняющейся избыточной либо недостаточной паропроизводительности ППУ после завершения относительно быстротекущих переходных процессов, связанных с изменением заданной ЧВ или изменением момента статических сопротивлений на вале турбоагрегата.

В связи с этим рассчитанные статические характеристики системы регулирования имеют участки, соответствующие указанным квазистатическим режимам, а точки сопряжения этих участков соответствуют статическим режимам баланса генерирования и полезного потребления пара.

4. Степени неравномерности регулирования ЧВ и ДП при действии на сепаратные контуры «собственных» возмущений на статических и квазистатических режимах различны. Степень неравномерности регулирования ЧВ на квазистатических режимах избыточной паропроизводительности ППУ меньше, а степень неравномерности регулирования ДП — больше, чем на статических режимах баланса генерирования и потребления пара.

5. Степени неравномерности регулирования ЧВ и ДП при действии на сепаратные контуры «чужих» возмущений на квазиста-

тических режимах избыточной паропроизводительности ППУ имеют существенно меньшие величины, чем при действии «собственных» возмущений вследствие значительной степени реализации на этих режимах условий статической автономности сепаратных контуров регулирования двухсвязной ДСАР.

6. Из полученного условия полной односторонней автономности сепаратного контура регулирования ДП в ДСАР ГТЗА на квазистатических режимах избыточной паропроизводительности ППУ следует, что теоретически полная автономность может быть реализована путем выбора линейных, с одинаковой крутизной, расходных характеристик КПХ и КЗХ и симметрирования в пределах каждого сепаратного контура каналов управления положением КПХ и КЗХ.

Практически, вследствие нелинейности расходных характеристик регулирующих клапанов, односторонняя автономность контура регулирования ДП может быть достигнута лишь частично путем выбора крутизны характеристики КЗХ, по возможности, близкой к крутизне характеристики КПХ. Симметрирование каналов управления КПХ и КЗХ не вызывает принципиальных трудностей.

7. На установившихся режимах работы ДСАР ГТЗА, соответствующих недостаточной, избыточной паропроизводительности ППУ и балансу генерируемого и полезно потребляемого ГТЗА пара, система имеет различные структуры.

В связи с этим анализ устойчивости ДСАР следует проводить на каждом из указанных режимов по полученным для этих режимов расчетным структурным схемам.

Глава VI

ПРЕДПОСЫЛКИ ВОЗМОЖНОСТИ СОЗДАНИЯ УНИФИЦИРОВАННОГО ДВУХСВЯЗНОГО РЕГУЛЯТОРА ДЛЯ КОМПЛЕКТАЦИИ СУДОВЫХ ТУРБОАГРЕГАТОВ

Теоретическая обоснованность и экспериментальная проверка принятых технических решений при создании автоматизированных судовых ПЭУ являются условиями первостепенной важности для построения автоматических систем управления и регулирования рабочих процессов, протекающих в энергетической установке.

Эффективность автоматических систем в большой степени зависит также от того, насколько на этапе выполнения проектных работ будут учтены, наряду с эксплуатационными требованиями, требования производства этих систем. Требования эксплуатации и производства во многих случаях находятся в противоречиях, разрешение которых является одной из важнейших задач проектирования [58].

Однако может иметь место и согласованность указанных требований. К таким требованиям относится унификация разрабатываемых изделий — приведение к единообразию на основе установления рационального числа их разновидностей [43, 54, 56]. Унификация благоприятно отражается и на процессе проектирования и освоения новых модификаций изделий, так как существенно сокращается время их выполнения.

Проанализируем возможности и попытаемся наметить границы унификации применительно к регуляторам судовых главных турбоагрегатов.

Принцип агрегатирования [18], реализующийся при создании любых машин, механизмов и других технических объектов, при проектировании судовых ПЭУ находит свое отражение, в частности, в том, что главный турбоагрегат в комплексе энергетического

оборудования выделен в самостоятельно разрабатываемую машину по техническому заданию проектанта ПЭУ в целом.

Практика проектирования и эксплуатации систем регулирования судовых главных паротурбинных агрегатов определила круг типовых функциональных задач, которые должны решаться подобными системами. Основными из этих задач являются:

1) дистанционное задание и автоматическое регулирование ЧВ турбоагрегата:

- всережимное — для ГТЗА, приводящих во вращение ВФШ,
- многорежимное — для ГТЗА, приводящих во вращение ВРШ при нескольких возможных уставках по ЧВ,
- однорежимное — в ТЭГУ;

2) дистанционное задание и автоматическое регулирование давления пара в ГП:

- путем воздействия на КПХ и КЗХ при избыточной и недостаточной паропроизводительности в установках с ППУ на органическом топливе,
- путем воздействия на КПХ и КЗХ при недостаточной (в динамике — и при избыточной) паропроизводительности в установках с ЯППУ. Типичность указанных двух задач, решение которых должно быть обеспечено в турбоустановках любых судов с главными ПЭУ, является основной предпосылкой возможности создания унифицированного двухсвязного регулятора судовых турбоагрегатов.

Факторы, определяющие особенности регуляторов турбоагрегатов, входящих в состав главных ПЭУ различных судов, можно иллюстрировать схемой, которая отражает существующее многообразие регуляторов главных агрегатов паротурбинных судов (см. рис. VI-1).

Основным фактором, определяющим особенности как главного турбоагрегата, так и его регулятора, является тип ДДК судна.

На паротурбинных судах используются:

- ГТЗА, приводящие во вращение ВФШ,
- ГТЗА, приводящие во вращение ВРШ,
- ТЭГУ, в которых турбоагрегат приводит во вращение электрогенераторы системы электродвижения.

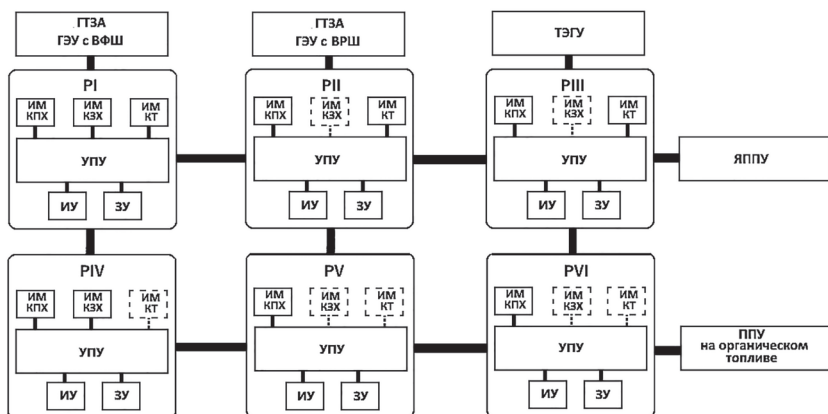


Рис. VI-1. Разновидности главных судовых ПЭУ, определяющие состав регуляторов турбоагрегатов:

PI...PVI — модификации регуляторов; ЗУ — задающее устройство;
ИМ — исполнительный механизм; ИУ — измерительное устройство;
УПУ — усилительно-преобразовательное устройство

Тип ДДК определяет состав регулирующих органов и, соответственно, состав исполнительных механизмов регуляторов и регуляторов в целом турбоагрегатов паротурбинных судов (см. рис. VI-1).

Так ГТЗА, работающий на ВФШ, является реверсивным тепловым двигателем с ТПХ и ТЗХ, пар в которые подается через КРХ и КЗХ, и его регулятор должен иметь исполнительные механизмы КРХ и КЗХ — модификация PI.

Реверс судов с ВРШ осуществляется перекладкой лопастей гребного винта, и турбоагрегаты таких судов не требуют наличия ТЗХ, например ГТЗА танкеров типа «Крым». Однако с целью повышения надежности ДДК в случае заклинивания лопастей ВРШ в ГТЗА может быть предусмотрена ТЗХ. Например, атомный лихтеровоз «Севморпуть» оснащен реверсивным ГТЗА, что доказало правильность принятого технического решения, позволившего в сложных ледовых условиях плавания обеспечивать ход судну в аварийной ситуации, связанной с заклиниванием ВРШ.

В зависимости от наличия ТЗХ в установках с ВРШ в регуляторе ГТЗА должен предусматриваться исполнительный механизм КЗХ — модификация PII.

Турбоагрегаты, используемые в ТЭГУ для вращения электрогенераторов, так же как и в установках с ВРШ, являются нереверсивными двигателями. Маневрирование судов с ТЭГУ производится путем изменения ЧВ и направления вращения гребных электродвигателей. Главная турбина при этом работает с постоянной ЧВ на переменных мощностных режимах. Особенностью ТЭГУ является ограниченная возможность гашения в цепях главного тока мощности, рекуперированной гребными электродвигателями в режимах торможения судна при работе гребного винта как гидротурбины, что отрицательно сказывается на маневренных характеристиках, увеличивая длительность маневров [25, 28, 32]. В связи с этим, для более эффективного торможения ГЭД рекуперированная энергия может передаваться на главный турбоагрегат, в котором при этом должны предусматриваться специальные тормозные ступени контрпара, аналогичные ТЗХ реверсивных ГТЗА [15]. Исполнительный механизм регулирующего клапана подачи пара в тормозную ступень должен входить в состав регулятора турбоагрегата — модификации PIII и PVI.

Тип паропроизводящей части судовых ПЭУ определяет состав регулирующих органов, изменяющих отбор пара от ППУ с целью поддержания заданного давления в ГП при избыточной паропроизводительности. В ЯПЭУ для регулирования ДП при избыточной паропроизводительности предусматривается КТ, а в установках с ППУ на органическом топливе для регулирования ДП используют одновременный выпуск пара в ТПХ и ТЗХ (модификация PIV) либо возлагают задачу регулирования давления в ГП только на котельный регулятор (модификация PV).

На рис. VI-1 узлы PI...PVI отображают возможные сочетания типов ДДК и ППУ на различных судах, которым соответствуют разные модификации регуляторов турбоагрегатов, отличающихся, главным образом, составом исполнительных механизмов.

Регуляторы разных модификаций как агрегатированные изделия имеют составные части: исполнительные механизмы (ИМ),

измерительные устройства (ИУ), задающие устройства (ЗУ) и усилительно-преобразовательные устройства (УПУ). Очевидно, что для построения агрегатированного унифицированного регулятора судовых главных турбоагрегатов необходимо унифицировать перечисленные составные части рассмотренных модификаций регуляторов.

Гидравлическое исполнение регуляторов судовых главных турбоагрегатов, до недавнего времени — единственное на судах всех типов, обуславливало ограниченные возможности их унификации. К основным факторам, препятствующим широкой унификации конструкций гидравлических регуляторов, можно отнести разнородность рабочих сред, использовавшихся в регуляторах (масло, вода), и особенности компоновочных требований по размещению и установке маневровых устройств и узлов регулирования турбоагрегатов в машинно-котельных отделениях разных судов.

В настоящее время все более широкое применение для управления паротурбинными установками находят системы, основная (усилительно-преобразовательная) часть которых выполнены на элементах электроавтоматики, в том числе с применением цифровой техники, а в силовой (исполнительной) части используются гидравлические сервомоторы, а в последнее время — мощные электрические приводы. Электрогидравлическое и электромеханическое исполнение регуляторов, обладающих преимуществами, связанными с сочетанием положительных качеств электрических и гидравлических узлов при решении функциональных задач, в значительной степени способствует унификации регуляторов.

Оценивая возможность унификации составных частей агрегатированного регулятора, заметим, что УПУ — центральная часть регулятора относительно легко может быть унифицирована благодаря независимости ее решающей усилительной электронной части от используемых в силовой части рабочих сред, а в случае применения электромеханической преобразовательной части — независимости УПУ от вида рабочих сред исполнительных механизмов.

Периферийные составные части регулятора — ИУ, ЗУ и ИМ в связи со значительным влиянием на их технические характеристики конструктивных особенностей объектов регулирования (главных турбоагрегатов) могут быть различными для разных ПЭУ либо иметь более узкие рамки унификации, чем УПУ. Различие ИУ определяется, главным образом, различием диапазонов изменения регулируемых величин разных турбоагрегатов, а различие ЗУ — количеством и значениями уставок ДП; конструкцией ЗЧВ при разных видах регулирования ЧВ: всережимном, многорежимном, одnoreжимном; градуировкой шкал ЗЧВ; конструктивным исполнением судовых пультов управления, в которые встраиваются ЗУ регуляторов турбоагрегатов. Однако использование в регуляторах ИУ и ЗУ с унифицированными электрическими выходными сигналами, в частности наличие в их составе встроенных аналого-цифровых преобразователей, не накладывает никаких ограничений на возможность унификации УПУ.

В отношении ИМ следует сказать, что возможность их унификации в значительной степени зависит от называвшихся выше факторов, препятствовавших в свое время унификации гидравлических регуляторов, а именно, от вида рабочих сред и компоновочных требований, учитывающих конструктивные особенности органов парораспределения турбоагрегатов.

Итак, из сказанного следует, что наиболее высокий уровень унификации в агрегатированном регуляторе главных турбоагрегатов может быть достигнут в УПУ, являющемся его основной функциональной частью при выполнении заданных алгоритмов регулирования.

Рассматривая УПУ как самостоятельный объект унификации, можно сформулировать требования к УПУ, при выполнении которых может быть достигнута межпроектная видовая его унификация:

1) деление УПУ на составные части (агрегатирование) должно предусматривать беспрепятственное его сочленение с исполнительными механизмами регуляторов любых из представленных на рис. VI-1 модификаций;

2) алгоритмическая структура УПУ должна быть, по возможности, неизменной для рассмотренных модификаций регуляторов турбоагрегатов.

Очевидно, что состав регулирующих органов и, соответственно, состав их ИМ определяет состав преобразователей, например электромеханических, сопрягающих электронную часть регулятора с силовой исполнительной частью. Для выполнения первого из указанных требований в качестве независимых составных частей в унифицированное УПУ должны входить унифицированные преобразователи. При этом модификация PI может быть принята как базовая при создании унифицированного агрегатированного УПУ, учитывая наличие в модификации наибольшего числа возможных составных частей, обеспечивающих комплектацию всех рассмотренных модификаций регуляторов.

Анализируя возможность выполнения второго поставленного требования, отметим, что правомерность требования минимальных изменений алгоритмической структуры УПУ следует из упоминавшейся выше типичности задач регулирования ЧВ и давления в ГП, решаемых регуляторами различных судовых главных паротурбинных агрегатов. В качестве базовой структуры унифицированного УПУ может быть принята структура, реализующая алгоритм дифференциального регулирования реверсивного ГТЗА.

Усилительно-преобразовательная часть дифференциальной САР ГТЗА, выделенная на рис. IV-3 штрих-пунктирной линией, обеспечивает, как это следует из предыдущих разделов, автоматическое регулирование ЧВ турбоагрегата и давления в ГП при различном составе регулирующих органов в сепаратном контуре регулирования ДП (с КТ и без КТ). Очевидно, что в случае автоматизации неререверсивных турбоагрегатов из состава УПУ ДСАР должен быть исключен преобразователь канала ЗХ, что при агрегатированном строении не представляет сложности. Дополнительно, для исключения возможности открытия регулирующего клапана неререверсивной турбины по сигналу избыточного давления в ГП необходимо исключить попадание сигнала $\bar{U}_5$ на входы усилителей 11 и 12 канала управления указанным клапаном.

Таким образом, из сказанного следует, что ДСАР ГТЗА обладает возможностями для построения на ее алгоритмической основе базовой структуры унифицированного агрегатированного двухсвязного регулятора судовых главных паротурбинных агрегатов.

При этом унификация различных составных частей агрегатированного регулятора как изделия может характеризоваться разными уровнями.

Модификации УПУ, отличающиеся только комплектностью преобразователей, при практически неизменной электронной усилительной части для различных модификаций унифицированного регулятора имеют относительно высокий уровень унификации.

Исполнительные механизмы регулятора могут быть унифицированы в более узких рамках, например в зависимости от вида рабочей среды, используемой в механизмах. Не исключено также применение специальных исполнительных механизмов в случае разработки, например, уникальной конструкции турбоагрегата, требующей специальной конструктивной разработки исполнительных механизмов регулятора.

ВЫВОДЫ ПО МАТЕРИАЛАМ ГЛАВЫ VI

Однотипность функциональных задач (регулирование ЧВ и ДП), решаемых регуляторами главных турбоагрегатов различных судовых ПЭУ, обуславливает наличие предпосылок для создания унифицированного агрегатированного регулятора главных турбоагрегатов, функционирующего на алгоритмической основе принятой базовой структуры двухсвязного унифицированного агрегатированного регулятора судовых главных паротурбинных агрегатов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Итак, мы совершили некоторый экскурс в область техники, связанной с разработкой систем автоматического управления судовыми главными паротурбинными агрегатами, обеспечивающими выполнение требований основного функционального назначения агрегатов по приведению в действие судовых двигателей, а также обеспечивающих с заданными показателями протекание физических процессов в парозенергетических установках.

В книге обобщен опыт создания и эксплуатации систем регулирования судовых паротурбинных установок различного назначения и различных типов и предложен подход к анализу систем регулирования реверсивных судовых агрегатов с учетом наличия в их составе турбин прямого и обратного направления вращения.

Изучены свойства турбоагрегата с ТПХ и ТЗХ, позволяющего повысить качество регулирования частоты вращения агрегата и давления свежего пара перед турбиной за счет реализации дифференциального алгоритма регулирования. Рассмотренный алгоритм наиболее эффективным способом использует динамические качества реверсивного агрегата, обусловленные возможностью получения в переходных режимах контрпара при одновременном перемещении регулирующих органов ТПХ и ТЗХ.

Достаточно подробно в книге представлен подход к формированию алгоритма и построению структуры дифференциального регулятора судового реверсивного паротурбинного агрегата, который реализует возможность обеспечения автономности контуров регулирования частоты вращения ротора турбины и давления пара в главном паропроводе за счет наличия в структуре естественных дифференциальных вилок.

Близость инерционных характеристик турбоагрегата и главного паропровода, их существенное взаимовлияние предопределили выделение двух названных объектов регулирования в единый двухсвязный объект, что нашло отражение в разделах книги, посвященных постановке задачи и изложению методики исследования системы регулирования указанного объекта с использованием элементов теории многосвязных систем.

В заключительной главе книги рассмотрен вопрос возможности и путей создания унифицированного агрегатированного регулятора судовых главных паротурбинных агрегатов, обусловленных однотипностью функциональных задач, решаемых регуляторами главных турбоагрегатов различных судовых ПЭУ.

Расчетно-теоретический материал, изложенный в книге, может быть полезен инженерам-проектировщикам конструкторских бюро и предприятий, занимающихся разработкой и созданием главных судовых паротурбинных агрегатов и их систем автоматического управления, а также студентам высших учебных заведений.

ЛИТЕРАТУРА И ИСТОЧНИКИ

1. Авт. св. № 185721, СССР, МКИ : F01Д 25/02. Способ регулирования судовой паротурбинной установки / И.Ш. Фишгал. Бюл. № 17, 1966.
2. Авт. св. № 233692, СССР, МКИ : F01Д 21/00. Способ защиты судового агрегата / В.Х. Соловей, М.Я. Леках, И.М. Кибальник, Ю.П. Киперман. Бюл. № 3, 1969.
3. Авт. св. № 235772, СССР, МКИ : F01Д 17/26. Устройство для автоматического регулирования и управления судовым турбоагрегатом / В.Х. Соловей, М.Я. Леках, И.М.Кибальник, Ю.П.Киперман. Бюл. № 6, 1969.
4. Авт. св. № 237167, СССР, МКИ : F01Д 17/06. Устройство для автоматического регулирования и управления судовым турбоагрегатом / В.Х. Соловей, М.Я. Леках, И.М.Кибальник, Ю.П.Киперман. Бюл. № 8, 1969.
5. Авт. св. № 252103, СССР, МКИ : F01Д 21/02. Способ регулирования судовой паротурбинной установки / В.Х. Соловей, М.Я. Леках, И.М. Кибальник, Ю.П. Киперман. Бюл. № 28, 1970.
6. Авт. св. № 314917, СССР, МКИ : F01Д 19/00. Способ пуска судовой турбоустановки / М.И.Волосов, С.Б.Аксельрод, А.М. Головизнин, Б.М. Левин, Н.А. Рождественский. Бюл. № 28, 1971.
7. Авт. св. № 319737, СССР, МКИ : F01Д 17/00. Способ пуска судовой турбоустановки / М.И.Волосов, С.Б.Аксельрод, А.М. Головизнин, Б.М. Левин, Н.А. Рождественский. Бюл. № 33, 1971.
8. Авт. св. № 336414, СССР, МКИ : F01Д 21/00. Система регулирования и защиты судовой паровой турбины / В.Х. Соловей, М.Я. Леках, И.М.Кибальник, Ю.П. Киперман. А.Б. Копелевич, Н.М. Клейн. Бюл. № 14, 1972.
9. Авт. св. № 404954, СССР, МКИ : F01Д 19/02. Способ прогрева судового турбоагрегата / М.И.Волосов, Б.М. Левин, Н.А. Рождественский, Б.И. Сермяжко. Бюл. № 46, 1973.
10. Авт. св. № 394572, СССР, МКИ : F01Д 21/14. Устройство для защиты судового турбоагрегата / И.Ш. Фишгал. Бюл. № 34, 1974.
11. Авт. св. № 493548, СССР, МКИ : F01Д 25/10. Способ прогрева судовой паровой турбины / М.И.Волосов, С.Б.Аксельрод, А.М. Головизнин, Б.М. Левин, Н.А. Рождественский, Б.И. Сермяжко. Бюл. № 44, 1975.
12. Авт. св. № 714026, СССР, МКИ : F01Д 17/22. Электрогидравлическая система регулирования судовой паротурбинной установки / М.А. Воскресенский, В.А. Гулый, Б.И. Есин. Бюл. № 5, 1980.

13. Авт. св. № 928042, СССР, МКИ : F01Д 21/14. Устройство для защиты судового турбоагрегата / В.А.Гулый. Бюл. № 18, 1982.

14. Авт. св. № 1041711, СССР, МКИ : F01Д 21/14. Устройство для защиты судового турбоагрегата / М.П.Алексеев, Г.А.Григорьев, В.А.Гулый, Р.В. Соболев. Бюл. № 34, 1983.

15. Авт. св. № 1134478, СССР, МКИ : В63Н 23/00. Судовая турбоэлектрическая гребная установка / В.А. Гулый, М.Я. Леках, В.В. Сержантов, М.П. Алексеев, А.С.Козлов, Н.С. Рыжков. Бюл. № 2, 1985.

16. Авт. св. № 605437, СССР, МКИ : F01Д 17/22. Электрогидравлическая система регулирования судовой паровой турбины / М.А. Воскресенский, В.А. Гулый, Б.И. Есин. Дата регистрации: 06 января 1978 г.

17. *Акира Масайдзу*. Автоматизированные системы дистанционного управления для судовых ГТЗА / Акира Масайдзу, Тюсё Бамба, Такакацу Ватанабэ // Фудзи Дзихо. 1973. Т. 46, № 2.

18. *Барташёв, Л.В.* Конструктор и экономика / Л.В. Барташёв. М. : Экономика, 1977.

19. *Бермант, А.Ф.* Краткий курс математического анализа / А.Ф. Бермант. М. : Наука, 1966.

20. *Бесекерский, В.А.* Теория систем автоматического регулирования / В.А.Бесекерский, Е.П.Попов. М. : Наука, 1966.

21. *Ватарай, Татибана*. Системы дистанционного управления ГТЗА фирмы «КАВАСАКИ» / Ватарай Татибана // Фудзи Дзихо. 1970. Т. 43, № 4.

22. *Войтецкий, В.В.* Развитие системы ДАУ судовыми турбоагрегатами / В.В.Войтецкий, М.Э. Гольдберг, Ю.Т. Никитюк, А.И. Шпраер // Судостроение. 1979. № 9. С. 28–31.

23. *Воронов, А.А.* Основы теории автоматического управления. Автоматическое регулирование непрерывных линейных систем / А.А. Воронов. М. : Энергия, 1980.

24. *Гольдберг, М.Э.* Выбор структуры систем регулирования частоты вращения корабельных ГТЗА / М.Э. Гольдберг, В.М. Дерябин, О.П. Корсаков // Вопросы кораблестроения. Серия: «Корабельная автоматика». 1980. Вып. 10.

25. *Горбунов, Б.А.* Современные и перспективные гребные электрические установки судов / Б.А. Горбунов, А.С. Савин, В.В. Сержантов. Л. : Судостроение, 1979.

26. *Гордеев, В.А.* Анализ некоторых схем управления совместной работой ядерной паропроизводящей и паротурбинной установками / В.А. Гордеев, А.В. Игнатъев // Вопросы кораблестроения. Серия: «Корабельная автоматика». 1980. Вып. 10.

27. *Гордеев, В.А.* Особенности расчета динамики регуляторов судовых паровых турбин / В.А. Гордеев, М.Э. Гольдберг, Б.П. Игнатъева // Судостроение. 1982. № 3. С. 28–30.

28. *Гулый, В.А.* Сравнительная оценка реверсивных качеств ГТЗА и ТЭГУ / В.А. Гулый, М.Я. Леках // Судостроение. 1984. № 7. С. 17–19.

29. Гулый, В.А. О быстродействии регуляторов частоты вращения судовых реверсивных турбоагрегатов / В.А. Гулый // Судостроение. 1984. № 10. С. 26–28.

30. Гулый, В.А. Расходные характеристики регулирующих клапанов судовых паровых турбин. СПб. : Реноме, 2019.

31. Гулый, В.А. Единый алгоритм управления мощностью корабельных главных парозергетических установок на ядерном и органическом топливе / В.А. Гулый, Д.Р. Ионин // Системы управления и обработки информации : научно-технический сборник. 2020. Вып. 2(49), июнь.

32. Гулый, В.А. К вопросу о применении на линейных атомных ледоколах ГТЗА с прямой передачей / В.А. Гулый, И.С. Сербин // Морские интеллектуальные технологии. 2021. Т. 1, № 3. С. 96–103.

33. Деруссо, П. Пространство состояний в теории управления (для инженеров) / П. Деруссо, Р. Рой, Ч. Клоуз ; пер. с англ. М. : Главная редакция физико-математической литературы изд-ва «Наука», 1970.

34. Иванов, В.А. Математические основы теории автоматического регулирования : учеб. пособие для вузов / В.А. Иванов и др. ; под ред. Б.К. Чемоданова. М. : Высшая школа, 1971.

35. Кириллов, И.И. Автоматическое регулирование паровых и газовых турбин / И.И. Кириллов. М. : Машгиз, 1961.

36. Кобаяси Татибана. Системы дистанционного управления ГТЗА / Кобаяси Татибана // Нихон Хакуё Кикан Гаккай Си. 1970. Т. 5, № 10.

37. Козлов, В.И. Судовые энергетические установки / В.И. Козлов, П.И. Титов, В.Л. Юдицкий. Л. : Судостроение, 1969.

38. Курзон, А.Г. Теория судовых паровых и газовых турбин / А.Г. Курзон. Л. : Судостроение, 1970.

39. Курзон, А.Г. Основы теории и проектирования судовых паротурбинных установок / А.Г. Курзон. Л. : Судостроение, 1974.

40. Леках, М.Я. Автоматизация судовых паровых турбин / М.Я. Леках, И.М. Кибальник, В.Е. Соловей // Судостроение. 1967. № 10. С. 31–35.

41. Леках, М.Я. Выбор постоянных времени усилителей системы регулирования судового турбоагрегата / М.Я. Леках, Н.А. Ступин, С.Б. Энтин, Ф.Г. Эпштейн // Судостроение. 1971. № 7. С. 37–39.

42. Леках, М.Я. Автоматизация процесса управления судовым турбоагрегатом / М.Я. Леках, Ю.П. Киперман // Судостроение. 1974. № 2. С. 39–42.

43. Малютин, Н.И. Унификация в судостроении / Н.И. Малютин. Л. : Судостроение, 1985.

44. Менский, Б.М. Принцип инвариантности в автоматическом регулировании и управлении / Б.М. Менский. М. : Машиностроение, 1972.

45. Морозовский, В.Т. Многосвязные системы автоматического регулирования / В.Т. Морозовский. М. : Энергия, 1970.

46. Небеснов, В.И. Вопросы совместной работы двигателей, винтов и корпуса судна / В.И. Небеснов. Л. : Судостроение, 1965.

47. Пат. 57-2883 Япония, МКИ F01Д 19/00, F01Д 13/00. Устройство защиты от разгона судовой турбины / Кавасаки дзюкогё к.к. // Турбостроение. 1983. № 1.

48. Пат. №2670470 Российская Федерация, МПК F01Д 17/22 (2006.01). Гидросистема управления клапанами паровой турбины / В.А. Гулый, О.К. Ильин, В.Г. Островский ; патентообладатель: АО «ПКБ «Автоматика». — № 2017139320; заявл. 13.11.2017; опубл. 23.10.2018, Бюл. № 30.

49. Петров, Б.Н. Избранные труды. Т. I : Теория автоматического управления / Б.Н. Петров. М. : Наука, 1983.

50. Розенвассер, Е.Н. Чувствительность систем автоматического управления / Е.Н. Розенвассер, Р.М. Юсупов. Л. : Энергия, 1969.

51. Русецкий, А.А. Судовые движители / А.А. Русецкий, М.М. Жученко, О.В. Дубровин. Л. : Судостроение, 1971.

52. Саркисов, А.А. Динамические режимы работы судовых ядерных энергетических установок / А.А. Саркисов, А.А. Крайнов, Б.М. Лихтеров, В.В. Оболянинов, В.Н. Пучков. Л. : Судостроение, 1971.

53. Суевалов, Л.Ф. Справочник по расчетам судовых автоматических систем / Л.Ф. Суевалов. Л. : Судостроение, 1977.

54. Унификация изделий. Основные положения. ГОСТ 23945.0-80. М. : Изд-во стандартов, 1991.

55. Фишгал, И.Ш. Исследование контура регулирования частоты вращения судовых турбин на волнении / И.Ш. Фишгал, М.Э. Гольдберг, Ю.И. Кузнецов // Судостроение. 1973. № 7. С. 29–32.

56. Хазин, Л.Н. Унификация — важнейший резерв машиностроения / Л.Н. Хазин. Свердловск : Средне-Уральское книжное изд-во, 1965.

57. Цыпкин, Я.З. Основы теории автоматических систем / Я.З. Цыпкин. М. : Главная редакция физико-математической литературы изд-ва «Наука», 1977.

58. Чернов, Л.Б. Основы методологии проектирования машин : учебное пособие для вузов / Л.Б. Чернов. М. : Машиностроение, 1978.

59. Чинаев, П.И. Методы анализа и синтеза многомерных автоматических систем / П.И. Чинаев. Киев : Техника, 1969.

60. Шифрин, М.Ш. Проектирование автоматических систем управления судовыми паротурбинными установками / М.Ш. Шифрин, В.Н. Новопащенко, Ю.М. Кадыров. Л. : Судостроение, 1974.

61. Шифрин, М.Ш. Динамика судовых паропроизводящих установок / М.Ш. Шифрин. Л. : Судостроение, 1977.

62. Шраер, А.И. Динамика главных судовых двигателей с ДАУ / А.И. Шраер, А.А. Берденников, В.Н. Брызгин, С.Б. Хазин. Л. : Судостроение, 1975.

ВЛАДИМИР АЛЕКСАНДРОВИЧ ГУЛЫЙ

В 1973 г. окончил Факультет корабельной электрорадиотехники и автоматики Ленинградского электротехнического института (ЛЭТИ) им. В.И. Ульянова (Ленина) по специальности «Электрооборудование и автоматизация судов».

Кандидат технических наук, автор ряда статей, двух монографий и более 35 изобретений, защищенных авторскими свидетельствами СССР, а также патентами Российской Федерации, отмечен знаком «Изобретатель СССР».

Более 40 лет трудовой деятельности посвятил конструированию систем регулирования, управления и защиты судовых паровых турбин, созданных на ленинградском Кировском заводе (нынче — ПАО «Кировский завод»).



*Ваши пожелания и замечания
направляйте по электронному адресу
gba-work@mail.ru*

Научное издание

Владимир Александрович Гулый

**УПРАВЛЕНИЕ СУДОВЫМИ ГЛАВНЫМИ РЕВЕРСИВНЫМИ
ПАРОТУРБИННЫМИ АГРЕГАТАМИ**

Технический редактор *А. Б. Левкина*

Дизайн обложки *Т. Б. Тиунова*

Корректор *Л. А. Брисовская*

Оригинал-макет *Л. А. Харитонов*

Подписано в печать 30.06.2022. Формат 60 × 88 ¹/₁₆.

Усл. печ. л. 10,75. Тираж 100 экз. Печать цифровая.

Заказ № 110С.

Отпечатано в типографии
издательско-полиграфической фирмы «Реноме»,
192007 Санкт-Петербург, наб. Обводного канала, д. 40.
Тел./факс (812) 766-05-66. E-mail: book@renomespб.ru
ВКонтакте: https://vk.com/renome_spб
www.renomespб.ru