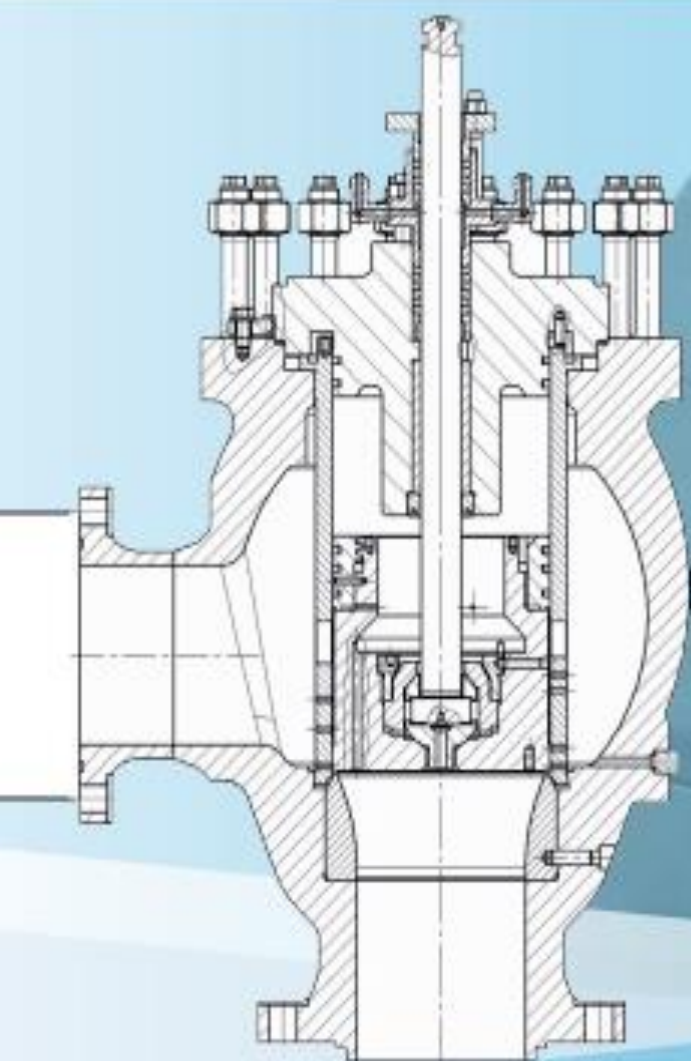




В. А. ГУЛЫЙ

РАСХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕГУЛИРУЮЩИХ КЛАПАНОВ СУДОВЫХ ПАРОВЫХ ТУРБИН



В. А. ГУЛЫЙ

**РАСХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ
РЕГУЛИРУЮЩИХ КЛАПАНОВ
СУДОВЫХ ПАРОВЫХ ТУРБИН**

Санкт-Петербург · 2019

УДК 621.12
ББК 39.45
Г94

Рецензент:

*доктор технических наук профессор Б. А. Тихомиров
(Санкт-Петербургский государственный
морской технический университет)*

Гулый, В. А.

Г94 Расходные характеристики регулирующих клапанов судовых паровых турбин / В. А. Гулый. — СПб. : Реноме, 2019. — 132 с.
ISBN 978-5-00125-130-9

В книге изложены расчетно-проектные основы процесса разработки перфорированных регулирующих клапанов паровых турбин, работающих в составе судовых энергоустановок с различными приводами гребных винтов: в комплексе «турбина — генератор» гребной турбоэлектрической установки с ВФШ; в комплексе «ГТЗА — ВРШ»; в комплексе «ГТЗА — ВФШ». В качестве критерия выбора вида расходных характеристик регулирующих паровых клапанов рассмотрено условие обеспечения устойчивости регуляторов частоты вращения турбин в названных выше энергоустановках.

Изложенный расчетно-теоретический материал и методика реализации требуемых расходных характеристик в конструкции перфорированных паровых клапанов могут представлять интерес и быть полезными инженерам-проектировщикам в области судового паротурбостроения, а также студентам соответствующих направлений обучения.

Ил. 27, табл. 16, библиогр. 7 назв.

УДК 621.12
ББК 39.45

ISBN 978-5-00125-130-9

© В. А. Гулый, 2019
© Оформление. ООО «Реноме», 2019

СОДЕРЖАНИЕ

<i>Б. А. Тихомиров. Рецензия на книгу</i>	7
Принятые сокращения и условные обозначения	9
Предисловие	11

Глава I. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ПОДХОДЫ К РАЗРАБОТКЕ СИСТЕМЫ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ СУДОВОЙ ТУРБИНЫ	13
§ I-1. Основные виды судовых главных паротурбинных установок	13
§ I-2. Состав системы парораспределения	15
§ I-3. Моментные и мощностные характеристики судовых паротурбинных установок	23
§ I-3.1. Моментные и мощностные характеристики судовой турбины в ГЭУ с ВФШ	28
§ I-3.2. Моментные характеристики судовой турбины в составе комплекса «ГТЗА — ВРШ»	35
§ I-3.3. Моментные характеристики судовой турбины в составе комплекса «ГТЗА — ВФШ»	39

Глава II. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВИДА РАСХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК РЕГУЛИРУЮЩИХ КЛАПАНОВ ТУРБИН СУДОВЫХ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК	42
§ II-1. Анализ статической устойчивости комплекса «турбина — генератор» в ГЭУ с ВФШ	43
§ II-2. Анализ статической устойчивости комплекса «ГТЗА — ВРШ»	52
§ II-3. Анализ статической устойчивости комплекса «ГТЗА — ВФШ»	57
§ II-4. Динамическая равноустойчивость САР частоты вращения ротора турбины как критерий выбора вида расходной характеристики регулирующего парового клапана	61
§ II-4.1. Анализ динамической устойчивости САР частоты вращения ротора турбины и выбор вида расходной характеристики регулирующего парового клапана комплекса «турбина — генератор» в ГЭУ с ВФШ	64

§ II-4.2. Анализ динамической устойчивости САР частоты вращения ротора турбины и выбор вида расходной характеристики регулирующего парового клапана комплекса «ГТЗА — ВРШ»	80
§ II-4.3. Анализ динамической устойчивости САР частоты вращения ротора турбины и выбор вида расходной характеристики регулирующего парового клапана комплекса «ГТЗА — ВФШ»	91
Закключение к § II-4	103
 Глава III. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПАРОВОГО КЛАПАНА И ПОДХОДЫ К РАЗРАБОТКЕ КОНСТРУКЦИИ	
§ III-1. Определение основных размеров и выбор хода штока парового клапана	104
§ III-2. Расчетно-проектный процесс реализации в регулирующем паровом клапане требуемой расходной характеристики	111
§ III-3. Проектирование перфорированной втулки в регулирующем клапане паровой турбины в комплексе «турбина — генератор» в ГЭУ с ВФШ	115
§ III-4. Проектирование перфорированной втулки в регулирующем клапане паровой турбины в комплексе «ГТЗА — ВРШ»	120
§ III-5. Проектирование перфорированной втулки в регулирующем клапане паровой турбины в комплексе «ГТЗА — ВФШ»	124
Закключение	129
Литература	130
Об авторе	131

РЕЦЕНЗИЯ

на книгу «Расходные характеристики регулирующих клапанов судовых паровых турбин»

Автор: Владимир Александрович Гулый, к.т.н.

Подготовленную к изданию книгу автор посвятил изложению некоторых аспектов процесса проектирования органов парораспределения, а именно – регулирующих клапанов судовых паровых турбин, в основу которого заложены критерии, определяемые требованиями к системам автоматического регулирования частоты вращения турбин, входящих в состав главных паротурбинных установок судов с электродвижением, а также – судов, оснащенных главными турбозубчатыми агрегатами с двигателями в виде гребных винтов с фиксированным и регулируемым шагом.

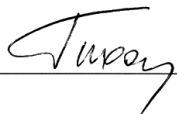
Книга достаточно лаконична и представляет интерес в части весьма важной проблемы оптимизации формы расходной характеристики регулирующего парового клапана паровой турбины, которая рассматривается как объект управления в системе автоматического регулирования частоты вращения гребного винта судна.

В качестве критерия выбора расходной характеристики применительно к турбинам названных выше главных паротурбинных установок принята степень равновесности системы регулирования частоты вращения ротора турбины на установившихся эксплуатационных режимах двигательно-двигательного комплекса судна.

Представленную монографию можно назвать своего рода дополнением известного фундаментального труда М.Ш.Шифрина, В.Н.Новопашенного, Ю.М.Кадырова «Проектирование автоматических систем управления судовыми паротурбинными установками», изданного еще в 1974 году, и отразившего уровень разработок систем управления своего времени.

Расчетно-теоретический материал, изложенный в книге, будет полезен инженерам в области судового паротурбостроения, а также – студентам соответствующих направлений обучения.

Рецензент:



Д.Т.Н. профессор
Туралов В.А.

ПРИНЯТЫЕ СОКРАЩЕНИЯ И УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- БЗК — быстрозапорный клапан
 ВРШ — винт регулируемого шага
 ВФШ — винт фиксированного шага
 ГВ — гребной винт
 ГП — гидропривод
 ГТГ — главный турбогенератор
 ГТЗА — главный турбозубчатый агрегат
 ГЭД — гребной электродвигатель
 ГЭУ — гребная электрическая установка
 ДДК — двигательно-движительный комплекс
 ДЧВ — датчик частоты вращения
 ЛАЧХ — логарифмическая амплитудно-частотная характеристика
 РК — регулирующий клапан
 РЧВ — регулятор частоты вращения
 САР — система автоматического регулирования
 ФЧХ — фазо-частотная характеристика
 ЭЧ — электрическая часть
- A — модуль передаточной функции
 $d_{\text{вт}}$ — диаметр перфорированной втулки
 $D_{\text{к}}$ — внутренний диаметр отверстия паровпускного фланца турбины
 f — значение частоты ЛАЧХ
 $f_{\text{ср}}$ — значение частоты среза ЛАЧХ
 G — расход пара через регулирующий клапан
 $G^*(m_{\text{РК}})$ — расходная характеристика клапана при номинальном давлении пара перед клапаном $P_1 = P_{1\text{ном}}$
 J — момент инерции масс ротора турбины и присоединенных масс, приведенный к оси ротора
 k — коэффициент истечения пара
 k_r — коэффициент передачи редуктора ГТЗА
 $k_s, k_{\text{сп}}$ — коэффициент саморегулирования турбины без РЧВ и с РЧВ
 $k_{\text{ГВ}}$ — коэффициент гребного винта
 $k_{\text{ГЭУ}}$ — постоянный коэффициент для конкретной ГЭУ, устанавливающий соотношение между номинальной частотой вращения турбины и номинальной частотой вращения ГЭД

$k_{\text{рег}}$	— коэффициент передачи турбины
$k_{\text{РК}}$	— коэффициент передачи регулирующего клапана
La	— ЛАЧХ
$m_{\text{РК}}$	— перемещение парового регулирующего клапана (плунжера перфорированного клапана)
$M_{\text{ГВ}}$	— момент сопротивления гребного винта
$M_{\text{Т}}$	— вращающий момент, развиваемый турбиной
$M_{\text{ТС}}$	— момент сопротивления вращению ротора турбины
n	— номер ряда перфорированной втулки
$N_{\text{ГВ}}$	— мощность на гребном винте
$N_{\text{Т}}$	— мощность на валу ротора турбины
P_1	— давление пара перед регулирующим клапаном
$P_{\text{Т}}$	— давление пара перед турбиной
$\Delta P_{\text{К}}$	— потери давления пара на проходе пара через регулирующий клапан турбины
s_i	— площадь сечения единичного отверстия перфорированной втулки клапана
$S_{\text{ВТобщ}}$	— суммарная площадь поверхности перфорированной втулки
$S_{\text{ВТ}\Sigma}$	— суммарная площадь всех отверстий в перфорированной втулке
$\Delta S'$	— приращение площади открытых отверстий с каждым открываемым рядом отверстий перфорированной втулки
t	— текущее время
t°	— температура пара
T	— постоянная времени турбины
$T_{\text{а}}$	— время разгона ротора турбины
v_1	— удельный объем пара
$W_{\text{пер}}(p)$	— передаточная функция регулятора
$W_{\text{ТГ}}(p)$	— передаточная функция турбогенератора
μ	— кратность пускового момента турбины
σ_n	— количество отверстий в каждом n -м ряду перфорированной втулки
φ	— аргумент передаточной функции
$\varphi_{\text{зап}}$	— запас устойчивости САР
ω	— частота вращения ротора турбины
$\omega_{\text{ГВ}}$	— частота вращения гребного винта
$\omega_{\text{зад}}$	— заданная угловая частота вращения ротора турбины

Примечание: условные обозначения физических величин, имеющие черту над буквенным обозначением, указывают на то, что речь идет о величине в относительных единицах.

ПРЕДИСЛОВИЕ

В начале второго десятилетия XXI века в Российской Федерации были возобновлены работы по разработке и строительству атомных ледоколов нового поколения в обеспечение судоходства в арктических широтах, в первую очередь — для интенсификации использования Северного морского пути.

Следует отметить, что в течение продолжительного времени после развала СССР вместе с приостановкой развития ледокольного судостроения была утрачена требующая постоянного развития научно-методологическая база для подготовки специалистов многих судостроительных специальностей, в частности — в области разработки судовых турбин, предназначенных для эксплуатации в составе паротурбинных установок атомных ледоколов.

Одной из важнейших составных частей судового паротурбинного агрегата является его система парораспределения, а именно — паровпускной трубопровод с паровыми клапанами и их сервоприводами, управляемыми регулятором частоты вращения турбины.

Конструктивное исполнение регулирующих клапанов паровых турбин может быть весьма разнообразным. Опыт создания и эксплуатации паротурбинных установок различного назначения и различных типов разными производителями паровых турбин чрезвычайно велик. Конструкции установок, в том числе систем парораспределения, могут весьма существенно отличаться и зависеть как от особенностей установок, так и от сложившихся традиций проектирования и специфики технических подходов на различных предприятиях к решению зачастую близких проектных задач.

В настоящей книге автор не претендует на уникальность представленных материалов в части новизны технических

решений, но ставит перед собой задачу изложить методологические основы проектирования регулирующих клапанов судовых паровых турбин.

В книге отправной темой является проектирование органов парораспределения судовых турбогенераторов, однако здесь также содержатся материалы, раскрывающие особенности проектирования паровых клапанов турбин, приводящих во вращения судовые гребные винты с регулируемым шагом и винты с фиксированным шагом.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ПОДХОДЫ К РАЗРАБОТКЕ СИСТЕМЫ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ СУДОВОЙ ТУРБИНЫ

§ I-1. ОСНОВНЫЕ ВИДЫ СУДОВЫХ ГЛАВНЫХ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

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

В паротурбинных установках для приведения во вращение судовых гребных винтов могут использоваться понижающие главные редукторные передачи при вращении винтов фиксированного или регулируемого шага, либо могут применяться системы электродвижения, где гребной винт вращается гребным электродвигателем (ГЭД), получающим электропитание от электрогенератора, ротор которого сообщен с выходным валом турбины.

В качестве примера на рис. I-1 представлен общий вид главного турбогенератора (ГТГ) атомного ледокола. На ГТГ регулирующие клапаны 1 размещены на турбине 3 и паропроводами соединены с быстрозапорным клапаном 2.

С точки зрения качества регулирования частоты вращения турбины, работающей в составе ледокольной гребной электрической установки (ГЭУ), размещение клапанов непосредственно на турбине имеет существенные преимущества по сравнению с размещением регулирующих клапанов в виде отдельного блока, соединенного с паровпускными фланцами турбины паропроводами относительно большой длины.

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

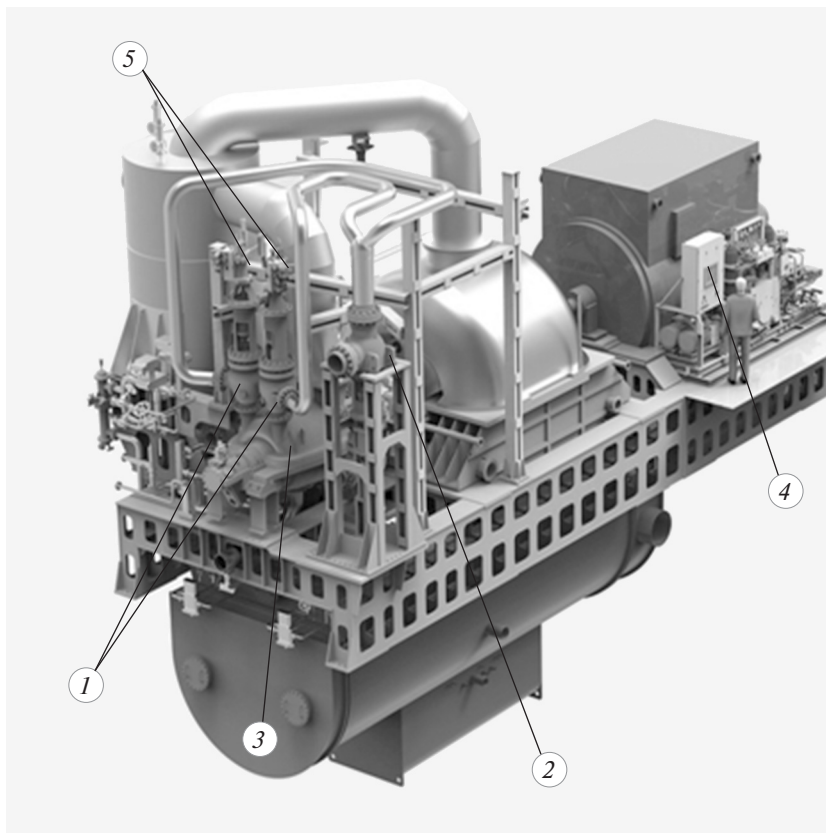


Рис. I-1. Общий вид главного турбогенератора ледокола:
1 — регулирующие клапаны; 2 — быстрозапорный клапан; 3 — турбина;
4 — гидростанция; 5 — силовые гидроприводы

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

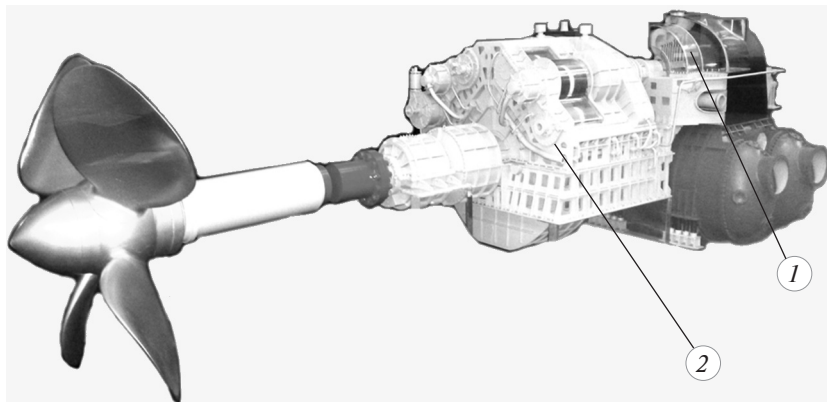


Рис. I-2. Общий вид ГТЗА:
1 — турбина; 2 — редуктор

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

§ I-2. СОСТАВ СИСТЕМЫ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Рассмотрим типовой состав системы парораспределения судовой паровой турбины, что важно для дальнейшего изложения материала.

В систему парораспределения судовой турбины в обязательном порядке входят быстрозапорный клапан (БЗК) и регулирующий клапан (РК), обычно дроссельного типа.

Быстрозапорный клапан предназначен для прекращения подачи пара к регулирующим клапанам турбины в аварийных ситуациях и в соответствии с эксплуатационными судовыми регламентами.

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

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

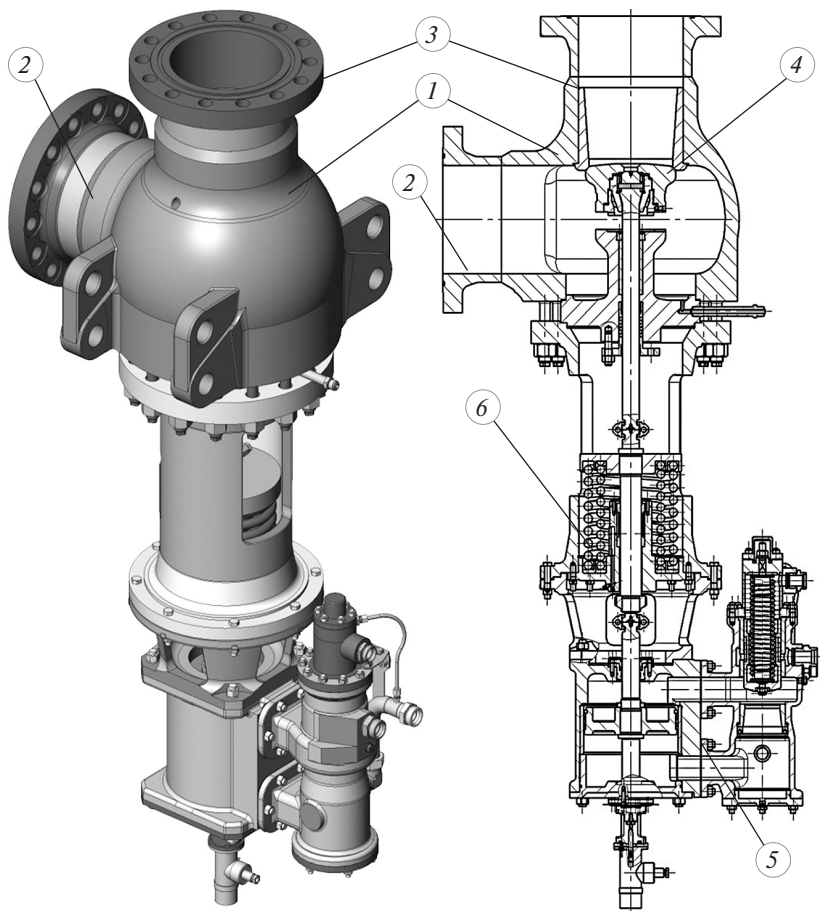


Рис. I-3. Быстрозапорный клапан судового турбогенератора:
1 — коробка паровая; 2 — подводящий патрубкок; 3 — отводящий
патрубкок; 4 — чашка клапана; 5 — гидроцилиндр; 6 — запорная
пружина

§ I-2. Состав системы парораспределения

Управление БЗК осуществляется по гидравлическим или электрическим сигналам с использованием комплекта оборудования управления БЗК (рис. I-4), состоящего из электрогидравлического блока управления 1 и центробежного выключателя 2.

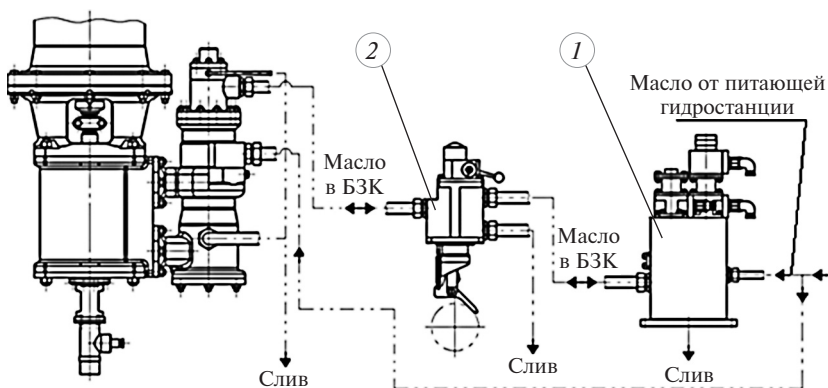


Рис. I-4. Комплект оборудования управления БЗК:

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 РК. Плунжер 5 шарнирно закреплен на штоке.

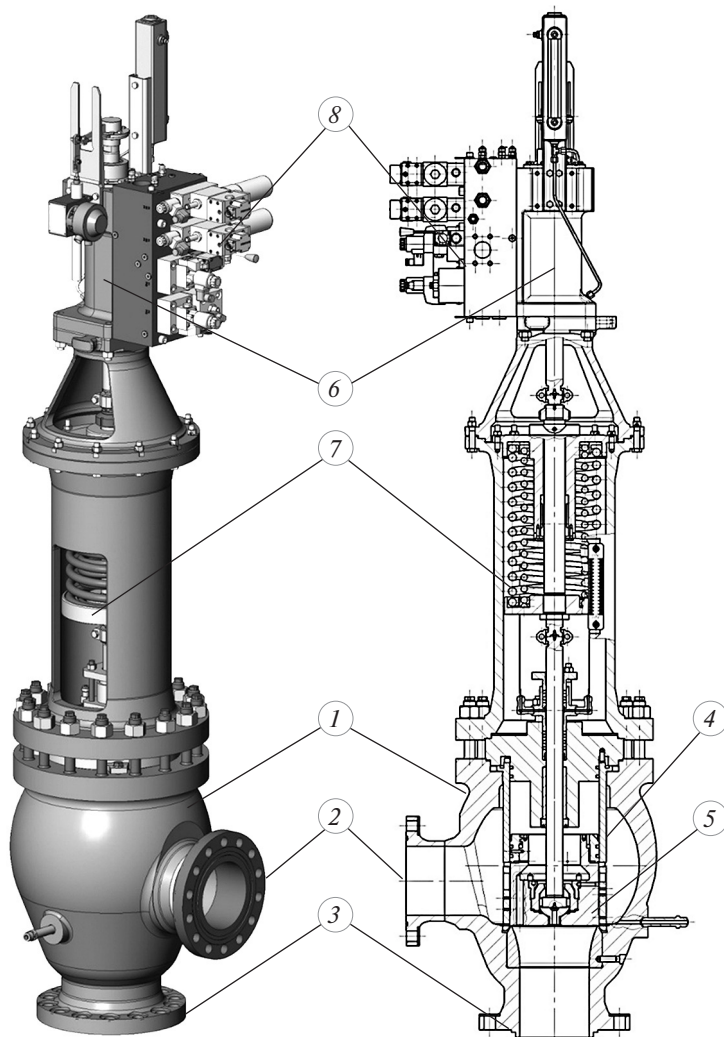


Рис. I-5. Регулирующий клапан судового турбогенератора:
1 — коробка паровая; 2 — подводящий патрубок; 3 — отводящий
патрубок; 4 — перфорированная втулка клапана; 5 — плунжер с порш-
невыми кольцами; 6 — гидроцилиндр; 7 — запорная пружина;
8 — электрогидроаппаратура управления

§ I-2. Состав системы парораспределения

Шарнир позволяет компенсировать возможные взаимные перекосы элементов паровой части РК 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.

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

Электрогидроаппаратура управления 8 выполняет следующие задачи:

- принимает электрические сигналы от системы автоматического регулирования (САР) паротурбинного агрегата,
- распределяет гидравлические сигналы (давление 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.

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

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

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 [4].

Схема гидросистемы управления клапанами паровой турбины 1 включает гидростанцию 2 с дублированными гидронасосами 3 контура регулирования частоты вращения и дублированными насосами 4 контура защиты и соответствующими пневмогидроаккумуляторами. Здесь же изображены исполнительный гидроцилиндр 7 регулирующего клапана 8, связанный с судовой системой 9 регулирования турбины. Исполнительный гидроцилиндр 10 быстрозапорного клапана 11 связан с системой защиты 12 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, а также 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.

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

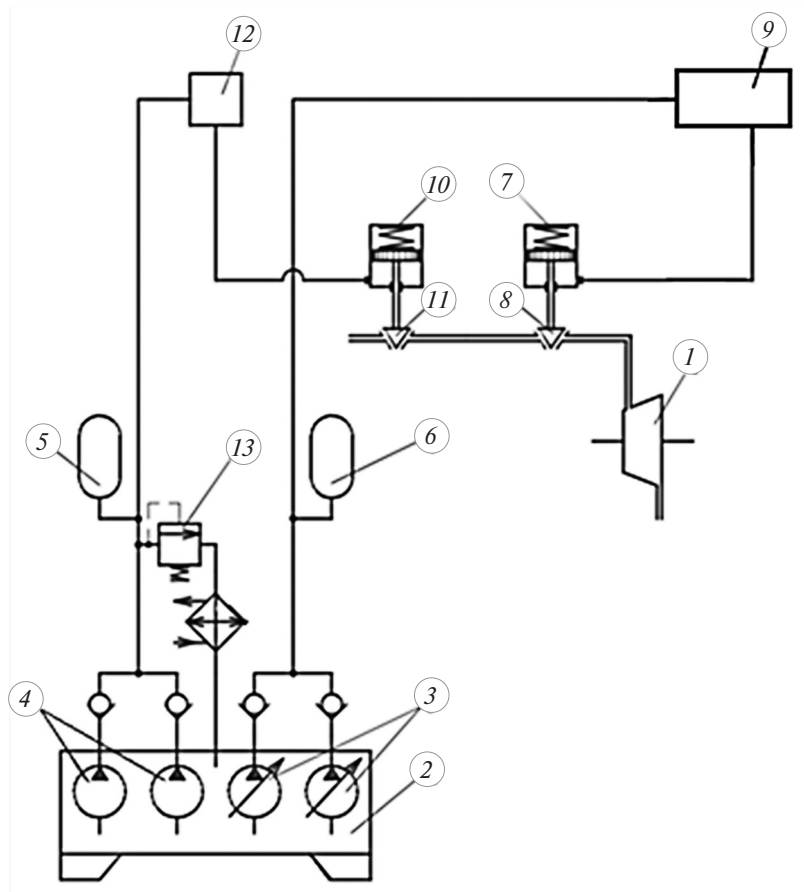


Рис. I-6. Функциональная схема системы регулирования и защиты турбины судового турбоагрегата:

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

Насос постоянной производительности 4 совместно с редукционным клапаном 13 в установившемся режиме поддерживает давление в пневмогидроаккумуляторе 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, происходит быстрое опорожнение гидроцилиндра 10, быстрозапорный клапан 11 пружиной гидроцилиндра 10 закрывается и отсекает пар от регулирующего клапана 8 и турбины 1. При этом происходит аварийная остановка турбины.

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

Регулирующий клапан 8 перемещается по сигналам из системы 9 регулирования турбины, где формируются управляющие сигналы, зависящие от рассогласования заданного и фактического значения частоты вращения ротора турбины, определяемых мощностными эксплуатационными режимами турбоагрегата.

Далее перейдем к изложению некоторых теоретических моментов, которые следует учитывать при проектировании систем парораспределения судовых турбин.

§ I-3. МОМЕНТНЫЕ И МОЩНОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СУДОВЫХ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Рассмотрим основные технические характеристики системы парораспределения, которые являются исходными данными при разработке органов парораспределения судовой паровой турбины:

- а) номинальные значения параметров рабочего тела, а именно водяного пара, который должен пропускаться через паровой клапан:
 - номинальная температура пара $t_{\text{ном}}^{\circ}$, в относительных единицах $\bar{t}_{\text{ном}} = 1$;
 - номинальное давление перед клапаном $P_{1\text{ном}}$, кгс/см² (абс), в относительных единицах $\bar{P}_{1\text{ном}} = 1$;
- б) номинальное значение массового расхода пара через паровой регулирующий клапан $G_{\text{ном}}$, кг/с, в относительных единицах $\bar{G}_{\text{ном}} = 1$;
- в) потери давления $\Delta P_{\text{Кном}}$ на проходе пара через полностью открытый регулирующий клапан при номинальной мощности турбины, которые для дальнейшего изложения примем в относительных единицах $\Delta \bar{P}_{\text{Кном}} = 0,05$;
- г) требование к форме расходной характеристики парового клапана.

Исходя из известного выражения [7, с. 423], несколько преобразовав его вид, для расхода пара через паровой регулирующий клапан турбины в зависимости от перемещения клапана, запишем:

$$\bar{G} = \bar{G}^* (\bar{m}_{\text{ПК}}) \bar{P}_1, \quad (\text{I-1})$$

где $m_{\text{ПК}}$, мм, — значение перемещения парового регулирующего клапана;

$\bar{m}_{\text{ПК}}$ — значение перемещения парового регулирующего клапана в относительных единицах;

$\bar{G}^* (\bar{m}_{\text{ПК}})$ — расходная характеристика клапана при номинальном давлении пара перед клапаном $\bar{P}_1 = \bar{P}_{1\text{ном}} = 1$.

Характеристики по пунктам а), б), в), как правило, задаются в техническом задании на турбоагрегат.

Расходная характеристика клапана $\bar{G}^*(\bar{m}_{PK})$ должна явиться результатом проектирования системы парораспределения.

При этом необходимо учитывать требования к регулируемому клапану турбины, исходя из требований к качеству регулирования и устойчивости контура регулирования частоты вращения, предъявляемых разработчиками системы автоматического регулирования частоты вращения турбины.

При номинальном давлении перед клапаном, которое в современных паротурбинных установках автоматически поддерживается системами регулирования, выражение (I-1) можно записать как

$$\bar{G} = \bar{G}^*(\bar{m}_{PK}). \quad (I-2)$$

Перечисленные требования, а также компоновочные решения турбоагрегата в целом определяют ход проектирования органов парораспределения, а именно — паровпускных регулирующих клапанов турбоагрегата.

Дальнейшие выкладки будем производить с использованием относительных единиц для всех физических величин. За базовое значение величин примем их значение на номинальном режиме работы турбины.

Отметим, что турбину, преобразующую энергию пара в механическую энергию и подводящую энергию к потребителю (в нашем случае — к различного вида судовым движителям, в частности к гребным винтам), следует рассматривать как неотъемлемую часть судового двигательного-двигательного комплекса (ДДК).

Весьма подробно подходы к анализу системы «паровая турбина — гребной винт» описаны в [7, с. 33–44]. В этой же монографии отмечено, что «обычно... расходную характеристику выбирают криволинейной, слегка вогнутой в области малых нагрузок агрегата».

Одной из задач главы I настоящей книги является конкретизация подхода к формированию вида расходной характеристики

парового клапана с использованием некоторых количественных оценок параметров динамического комплекса «турбина — гребной винт».

В общем случае судовая турбина может работать в составе гребной электрической установки с гребным винтом фиксированного шага (ВФШ), в которой ротор главного турбогенератора (ГТГ) приводится во вращение турбиной, а гребной винт — гребным электродвигателем (ГЭД) — см. рис. I-1, а также в составе судового ГТЗА, приводящего во вращение через редуктор ВФШ, либо винт с регулируемым шагом (ВРШ) — см. рис. I-2.

На рис. I-7 представлена структурно-функциональная схема судового ДДК.

Для представленных на рис. I-7 вариантов паротурбинных установок запишем ряд уравнений режимов работы ДДК «паровая турбина — гребной винт».

Известно, например из [7, с. 29–30], уравнение динамики ротора турбины вместе с присоединенными к нему массами:

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_T - M_{TC}, \quad (I-3)$$

где J — момент инерции масс ротора турбины и присоединенных масс, приведенный к оси ротора;

M_T — вращающий момент, развиваемый турбиной и приведенный к оси ротора турбины;

M_{TC} — момент сопротивления вращению ротора турбины;

ω — угловая частота вращения ротора турбины;

t — текущее время.

Каждое слагаемое в правой части формулы (I-3) является функцией (в общем случае — нелинейной) нескольких переменных величин комплекса.

Так, вращающий момент, развиваемый турбиной, является функцией угловой частоты вращения ротора ω и расхода пара через паровой клапан и турбину G , т. е. $M_T = M_T(\omega, G)$.

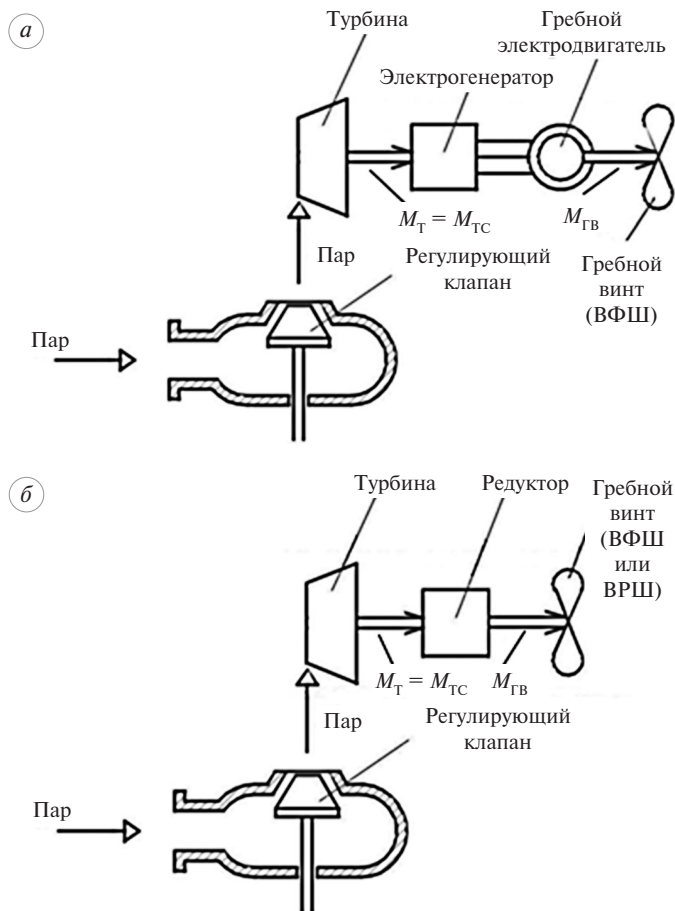


Рис. I-7. Структурно-функциональная схема ДДК:
а) с ГЭУ; б) с ГТЗА

Воспользуемся формулой (II.3) из [7] для выражения статической характеристики турбины:

$$M_T = M_{\text{Тном}} \frac{G}{G_{\text{ном}}} \left[\mu - (\mu - 1) \frac{\omega}{\omega_{\text{ном}}} \right], \quad (\text{I-4})$$

или в относительных единицах

$$\bar{M}_T = \bar{G} [\mu - (\mu - 1) \bar{\omega}], \quad (\text{I-5})$$

где $\mu = \frac{M_{T\max}}{M_{T\text{ном}}}$ — кратность пускового момента турбины;

$M_{T\max}$ — максимальный момент, развиваемый заторможенной турбиной;

$M_{T\text{ном}}$ — вращающий момент на валу турбины на номинальном режиме;

$\bar{\omega} = \frac{\omega}{\omega_{\text{ном}}}$ — угловая частота вращения ротора турбины в относительных единицах.

С достаточной для нас степенью приближения, руководствуясь [7], примем $\mu = 2$, тогда выражение (I-5) будет иметь вид:

$$\bar{M}_T = \bar{G}(2 - \bar{\omega}). \quad (\text{I-6})$$

Статическую характеристику гребного винта как нагружающего элемента в составе ДДК «паровая турбина — гребной винт» для крупнотоннажных судов, на которых, в первую очередь, устанавливаются паротурбинные установки, можно представить в форме уравнения квадратичной параболы:

$$M_{\text{ГВ}} = k_{\text{ГВ}} \omega_{\text{ГВ}}^2, \quad (\text{I-7})$$

где $k_{\text{ГВ}}$ — коэффициент гребного винта, зависящий в общем случае от плотности воды, геометрических размеров винта, поступи винта;

$\omega_{\text{ГВ}}$ — частота вращения гребного винта.

При номинальном режиме турбоустановки, которому соответствует отбор мощности при номинальном моменте сопротивления гребного винта, $k_{\text{ГВ}} = k_{\text{ГВном}}$.

§ I-3.1. МОМЕНТНЫЕ И МОЩНОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СУДОВОЙ ТУРБИНЫ В ГЭУ С ВФШ

Как указано выше, моментная характеристика гребного винта имеет вид (I-7). Осуществим переход в ГЭУ к нагрузочной характеристике турбины от нагрузочной характеристики гребного винта, используя закон сохранения энергии, а именно — условие равенства мощности, потребляемой гребным винтом при движении судна, и мощности, вырабатываемой турбиной. В ГЭУ используются ВФШ, т. к. изменение скорости движения судна с ГЭУ осуществляется за счет изменения частоты вращения ГЭД. При этом частота вращения ротора турбины поддерживается номинальной с применением регулятора частоты вращения (РЧВ).

Мощность на гребном винте:

$$N_{ГВ} = M_{ГВ} \omega_{ГВ} = k_{ГВ} \omega_{ГВ}^3. \quad (I-8)$$

Мощность на валу ротора турбины, передаваемая через генератор и гребной электродвигатель на гребной винт, с учетом (I-5), выражается в виде

$$N_T = M_{ТНОМ} \frac{G}{G_{НОМ}} \left[\mu - (\mu - 1) \frac{\omega}{\omega_{НОМ}} \right] \omega. \quad (I-9)$$

Перейдем к относительным единицам, приняв за базисные значения переменных номинальные их значения на стороне турбины.

Для номинальной мощности на гребном винте запишем в абсолютных единицах из выражения (I-8):

$$N_{ГВНОМ} = k_{ГВНОМ} \omega_{ГВНОМ}^3. \quad (I-10)$$

Разделив правую и левую части уравнения (I-8) на соответствующие части уравнения (I-10), получим:

$$\bar{N}_{\text{ГВ}} = \bar{k}_{\text{ГВ}} \bar{\omega}_{\text{ГВ}}^3. \quad (\text{I-11})$$

Далее приведем относительные единицы частоты вращения гребного винта к относительным единицам частоты вращения ротора турбины, приняв за базу номинальную частоту вращения ротора турбины:

$$\begin{aligned} \bar{N}_{\text{ГВ}} &= \bar{k}_{\text{ГВ}} \left(\frac{\omega_{\text{ГВ}}}{\omega_{\text{ГВ ном}}} \right)^3 \left(\frac{\omega_{\text{ном}}}{\omega_{\text{ном}}} \right)^3 = \bar{k}_{\text{ГВ}} \left(\frac{\omega_{\text{ГВ}}}{\omega_{\text{ГВ ном}}} \frac{\omega_{\text{ном}}}{\omega_{\text{ном}}} \right)^3 = \\ &= \bar{k}_{\text{ГВ}} (k_{\text{ГЭУ}} \bar{\omega}'_{\text{ГВ}})^3 = \bar{k}_{\text{ГВ}} \tilde{\omega}_{\text{В}}^3, \end{aligned} \quad (\text{I-12})$$

где $\bar{\omega}'_{\text{ГВ}} = \frac{\omega_{\text{ГВ}}}{\omega_{\text{ном}}}$ — частота вращения гребного винта в относительных единицах, для которых за базис принята номинальная частота вращения ротора турбины;

$k_{\text{ГЭУ}} = \frac{\omega_{\text{ном}}}{\omega_{\text{ГВ ном}}}$ — постоянный коэффициент для конкретной ГЭУ, устанавливающий соотношение между номинальной частотой вращения турбины и номинальной частотой вращения ГЭД, вращающего гребной винт;

$\tilde{\omega}_{\text{В}} = k_{\text{ГЭУ}} \bar{\omega}'_{\text{ГВ}}$ — приведенная частота вращения гребного винта, позволяющая отображать графики мощностей турбины и ГЭД, используя общий масштаб частот вращения ротора турбины и гребного винта по оси абсцисс на координатной плоскости (см. рис. I-10).

В установившихся режимах мощность $\bar{N}_{\text{Т}}$, отдаваемая турбиной, равна мощности $\bar{N}_{\text{ГВ}}$, подводимой через ГЭД к гребному винту и расходуемой на движение судна. Для каждой режимной точки можно записать

$$\bar{N}_{\text{Т}} = \bar{G}(2 - \bar{\omega})\bar{\omega} = \bar{N}_{\text{ТС}} \quad \text{и} \quad \bar{M}_{\text{Т}} = \bar{G}(2 - \bar{\omega}) = \bar{M}_{\text{ТС}},$$

где $\bar{M}_{TC}$ и $\bar{N}_{TC}$ — момент и мощность сопротивления на валу турбины, обусловленные нагрузкой, создаваемой электрогенератором, питающим ГЭД, который, в свою очередь, вращает гребной винт.

Соответствующую мощность $\bar{N}_{TC}$ сопротивления на валу турбины в рассматриваемой режимной точке можно выразить как

$$\bar{N}_{TC} = \bar{\omega} \bar{M}_{TC}, \text{ откуда } \bar{M}_{TC} = \frac{\bar{N}_{TC}}{\bar{\omega}}.$$

Обращаясь к выражению (I-6) и учитывая, что $\bar{N}_T = \bar{N}_{TC}$, построим графики зависимостей для произвольно (в качестве примера) выбранных значений $\bar{G} = 0,6; 1,0$:

- момента $\bar{M}_T = \bar{G}(2 - \bar{\omega})$,
- мощности $\bar{N}_T = \bar{G}(2 - \bar{\omega})\bar{\omega}$,
- момента $\bar{M}_{TC} = \frac{\bar{N}_{TC}}{\bar{\omega}}$.

Графики, характеризующие поле зависимостей момента сопротивления на валу турбины от частоты вращения ротора турбины при разных расходах пара в турбину, представлены на рис. I-8.

На графиках рис. I-8 для выбранных значений расхода $\bar{G} = 0,6; 1,0$ отмечены режимные токи А и Б, соответствующие установившимся режимам работы турбогенератора в ГЭУ, в которых выполняется баланс мощностей и моментов на валу, соединяющем ротор турбины и ротор генератора.

Теперь рассмотрим, как выглядит статическая характеристика комплекса «турбина — генератор» с учетом РЧВ турбины, т. е. построим регуляторную характеристику турбины.

На рис. I-9 представлена упрощенная структурная схема системы автоматического регулирования частоты вращения ротора турбогенератора.

§ I-3. Моментные и мощностные характеристики судовых паротурбинных установок

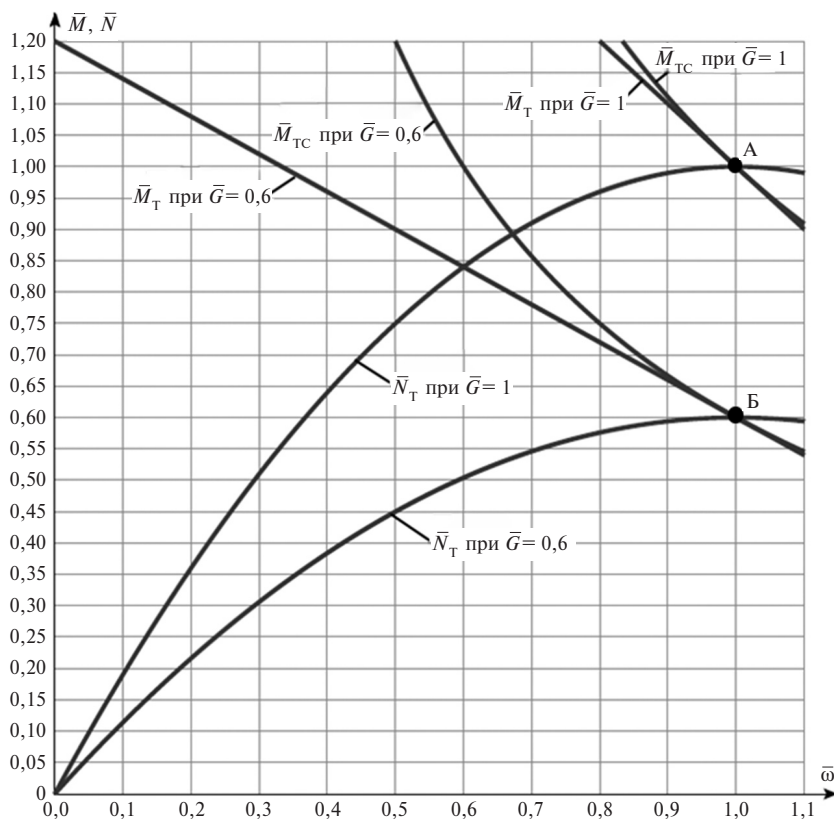


Рис. I-8. Поле моментных и мощностных характеристик комплекса «турбина — генератор»

Учитывая, что РЧВ, в состав которого в общем случае входят гидропривод (ГП) и электрическая часть (ЭЧ), можно с достаточной степенью достоверности считать линейным звеном с коэффициентом передачи $k_{\text{рег}}$, причем выходной величиной РЧВ является перемещение штока регулирующего клапана $m_{\text{РК}}$, то можно записать уравнение статики РЧВ в виде:

$$m_{\text{РК}} = k_{\text{рег}} (\omega_{\text{зад}} - \omega), \quad (\text{I-13})$$

фактическая частота вращения турбины при изменении нагрузки турбины от $\bar{N}_T = 1$ при полностью открытом регулирующем клапане $\bar{m}_{PK} = 1$ до $\bar{N}_T = 0$ не повышается от номинального значения $\bar{\omega}_{ном} = 1$ более чем на 10%, т. е. фактическая частота вращения ротора турбины не становится больше $\bar{\omega}_{зад} = 1,1$ (ниже настройки центробежного предельного выключателя — см. рис. I-4).

Отсюда можно вычислить из (I-15) требуемый коэффициент передачи регулятора

$$\bar{k}_{рег} = \frac{\bar{m}_{PK ном}}{0,1} = \frac{1}{0,1} = 10. \quad (I-16)$$

Используя выражение для мощности $\bar{N}_T = \bar{G}(2 - \bar{\omega})\bar{\omega}$ и выражение (I-15), запишем систему двух уравнений:

$$\begin{cases} \bar{m}_{PK} = 10(1,1 - \bar{\omega}), \\ \bar{N}_T = \bar{G}(2 - \bar{\omega})\bar{\omega}. \end{cases} \quad (I-17)$$

В этой системе считаем $\bar{N}_T$ константой, заданной мощностью турбины, например, принимаемой значения $\bar{N}_T = 0,6; 1,0$.

В системе двух уравнений мы имеем три переменных. Чтобы система имела решения, необходимо дополнить систему третьим уравнением $\bar{G} = \bar{G}^*(\bar{m}_{PK})$, а именно — уравнением расходной характеристики регулирующего клапана. Систему уравнений (I-17) запишем как

$$\begin{cases} \bar{m}_{PK} = 10(1,1 - \bar{\omega}), \\ \bar{N}_T = \bar{G}^*(\bar{m}_{PK})(2 - \bar{\omega})\bar{\omega}. \end{cases} \quad (I-18)$$

Построим статическую регуляторную характеристику турбины, оснащенной РЧВ и работающей в составе ГЭУ, приняв расходную характеристику регулирующего клапана в виде линейной зависимости расхода пара от перемещения РК (см. § II-4.1):

$$\bar{G} = \bar{G}^*(\bar{m}_{PK}) = \bar{m}_{PK}. \quad (I-19)$$

Последнее выражение после подстановки его в систему уравнений (I-18) позволяет записать уравнение для мощности:

$$\bar{N}_T = \bar{m}_{PK} (2 - \bar{\omega}) \bar{\omega} = 10(1,1 - \bar{\omega})(2 - \bar{\omega}) \bar{\omega}, \quad (I-20)$$

график которого представлен на рис. I-10 и назван «регуляторной характеристикой».

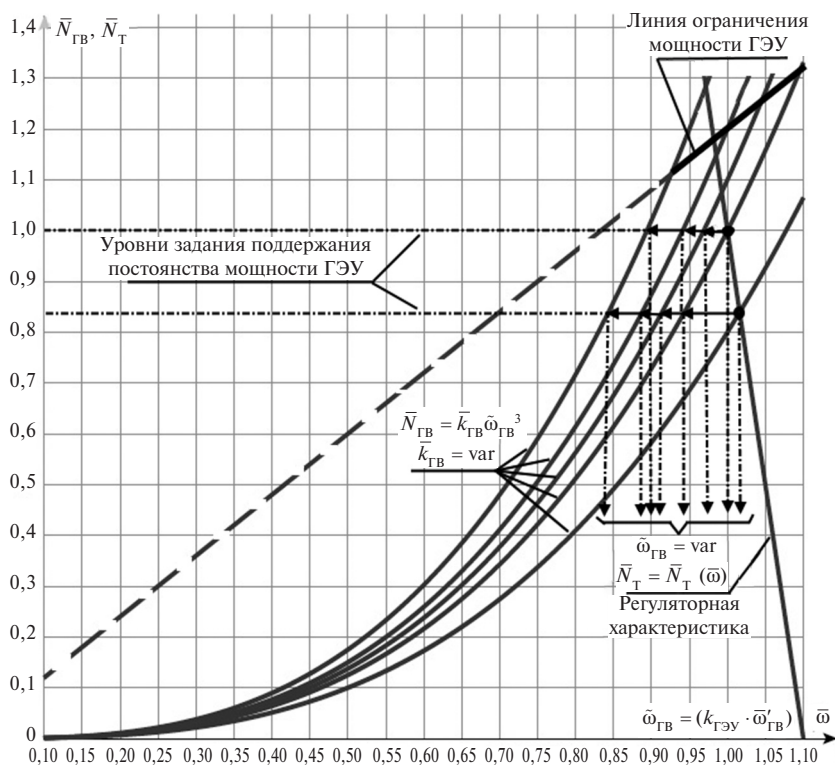


Рис. I-10. Поле мощностных характеристик комплекса
«турбина — генератор» в ГЭУ

Известно, что в ГЭУ основным режимом управления энергетической установкой является режим поддержания постоянства мощности в диапазонах областей допустимых значений частоты вращения гребного винта и вращающего момента на гребном винте (I-12):

$$\bar{N}_{\text{ГВ}} = \bar{k}_{\text{ГВ}} \tilde{\omega}_{\text{ГВ}}^3 = \bar{N}_{\text{Т}} = \bar{N}_{\text{ТС}}$$

для различных значений частоты вращения гребного винта, задаваемых, исходя из требований по скорости судна [3; 5].

Очевидно, что при этом момент ГЭД можно выразить как

$$\bar{M}_{\text{ГВ}} = \frac{\bar{N}_{\text{ГВ}}}{\tilde{\omega}_{\text{ГВ}}}. \quad (\text{I-21})$$

На рис. I-10 представлено поле мощностных характеристик комплекса «турбина — генератор», оснащенного регулятором частоты вращения ротора турбины, в ГЭУ на режимах поддержания постоянства мощности ГЭД.

Если задаться предельным допустимым значением момента ГЭД $\bar{M}_{\text{ГВогр}}$, то линия ограничения мощностей ГЭУ при этом может быть выражена из (I-21) линейной зависимостью $\bar{N}_{\text{ГВогр}} = \bar{M}_{\text{ГВогр}} \tilde{\omega}_{\text{ГВ}}$, которая представлена на рис. I-10.

§ I-3.2. МОМЕНТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СУДОВОЙ ТУРБИНЫ В СОСТАВЕ КОМПЛЕКСА «ГТЗА — ВРШ»

Обратимся к исходному уравнению динамики (I-3)

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_{\text{Т}} - M_{\text{ТС}}$$

и перейдем к подстановкам значений переменных в это уравнение применительно к комплексу «ГТЗА — ВРШ», представленному на рис. I-7, б, а в комплексе с РЧВ — на рис. I-11.

В установках с ВРШ скорость судна обеспечивается изменением упора гребного винта за счет изменения поступи, т. е. за счет изменения коэффициента $k_{\text{ГВ}}$ в уравнении (I-7) — $M_{\text{ГВ}} = k_{\text{ГВ}} \omega_{\text{ГВ}}^2$.

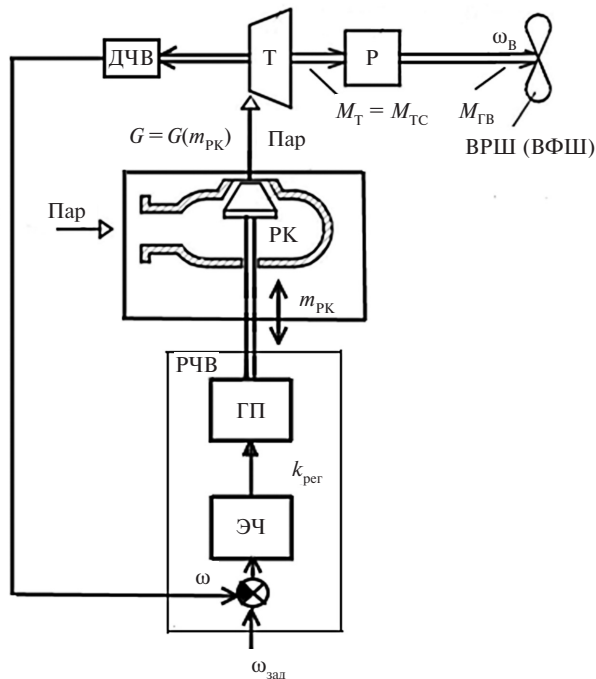


Рис. I-11. Структурная схема системы автоматического регулирования частоты вращения турбины ГТЗА

При работе турбины в составе комплекса «ГТЗА — ВРШ» нагрузкой турбины является винт регулируемого шага, который создает на валу турбины момент сопротивления $M_{TC} = M_{TB}$.

Примем для проводимого расчетного анализа комплекса «ГТЗА — ВРШ», что судно движется на установившемся режиме в «свободной» воде при различных скоростях хода в диапазоне мощностей на гребном винте от 0 до $N_{\text{ГВНОМ}}$, или в относительных единицах $\bar{N}_{\text{ГР}} = 0 \dots 1$.

Мощность на винте — см. (I-11):

$$\bar{N}_{\Gamma\text{B}} = \bar{k}_{\Gamma\text{B}} \bar{\omega}_{\Gamma\text{B}}^3.$$

Мощность на валу ротора турбины с учетом (I-6):

$$\bar{N}_T = \bar{G}(2 - \bar{\omega})\bar{\omega}.$$

В составе ГТЗА имеется понижающий редуктор с коэффициентом передачи $k_r = \frac{\omega_{\text{ГВ ном}}}{\omega_{\text{ном}}}$.

Для редуктора запишем соотношение частоты вращения входного (ω) и выходного ($\omega_{\text{ГВ}}$) валов:

- для текущего режима: $\omega_{\text{ГВ}} = k_r \omega$,
- для номинального режима: $\omega_{\text{ГВ ном}} = k_r \omega_{\text{ном}}$.

Разделив правую и левую части первого равенства на правую и левую части второго равенства, получим равенство в относительных единицах:

$$\bar{\omega}_{\text{ГВ}} = \bar{\omega}.$$

При этом мощность и момент на гребном винте запишутся:
 $\bar{N}_{\text{ГВ}} = \bar{k}_{\text{ГВ}} \bar{\omega}^3$ и $\bar{M}_{\text{ГВ}} = \bar{k}_{\text{ГВ}} \bar{\omega}^2$.

На рис. I-12 представлено поле моментных характеристик комплекса «ГТЗА — ВРШ» — графики зависимостей моментов турбины и винта: $\bar{M}_T = \bar{G}(2 - \bar{\omega})$ и $\bar{M}_{\text{ГВ}} = \bar{k}_{\text{ГВ}} \bar{\omega}^2$ для различных значений $\bar{k}_{\text{ГВ}}$ и различных значений $\bar{G}$:

$$\bar{M}_{\text{ГВ1}} = \bar{k}_{\text{ГВ1}} \bar{\omega}^2; \bar{M}_{\text{ГВ2}} = \bar{k}_{\text{ГВ2}} \bar{\omega}^2; \bar{M}_{\text{ГВ3}} = \bar{k}_{\text{ГВ3}} \bar{\omega}^2; \bar{M}_{\text{ГВ ном}} = \bar{k}_{\text{ГВ ном}} \bar{\omega}^2; \\ \bar{M}_{\text{Т1}} = \bar{G}_1 (2 - \bar{\omega}); \bar{M}_{\text{Т2}} = \bar{G}_2 (2 - \bar{\omega}); \bar{M}_{\text{Т3}} = \bar{G}_3 (2 - \bar{\omega}); \bar{M}_{\text{Т ном}} = \bar{G}_{\text{ном}} (2 - \bar{\omega}).$$

Точки пересечения линий моментов турбины и гребного винта указывают на всевозможные точки установившихся режимов комплекса «ГТЗА — ВРШ».

Учитывая то, что в судовых энергоустановках с ВРШ управление скоростью судна осуществляют изменением упора гребного винта за счет изменения поступи винта при неизменной частоте вращения ротора турбины в составе ГТЗА, турбины оснащаются регуляторами частоты вращения, обеспечивающими автоматическое поддержание заданных оборотов турбины.

На рис. I-12 отображена статическая регуляторная характеристика турбины, наложенная на поле моментных характеристик

комплекса «ГТЗА — ВРШ», где точки А, Б, В, Г показывают установившиеся режимы работы комплекса «ГТЗА — ВРШ» при различных мощностях энергоустановки, соответствующих различным скоростям хода судна.

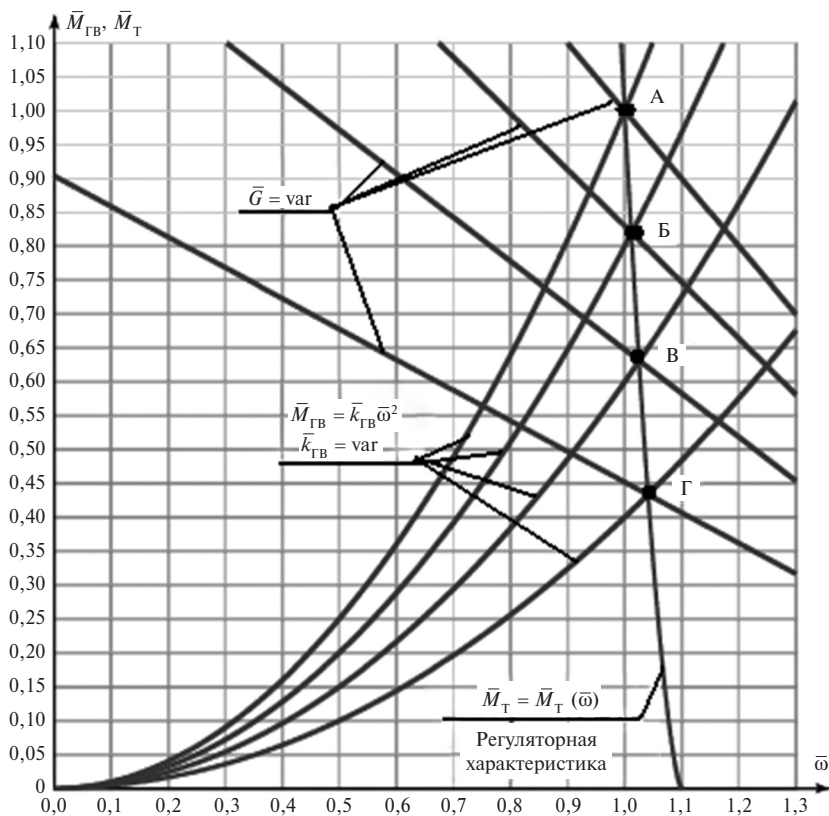


Рис. I-12. Поле моментных характеристик комплекса «ГТЗА — ВРШ»

Построение регуляторной характеристики выполнено на рис. I-12 с использованием системы уравнений (I-18), принимая во внимание, что уравнение вращающего момента турбины представляется выражением

$$\bar{M}_T = \frac{\bar{N}_T}{\bar{\omega}} = \bar{G}^*(\bar{m}_{PK})(2 - \bar{\omega}), \quad (I-22)$$

полученным из уравнения (I-20) путем деления его левой и правой части на величину $\bar{\omega}$.

После подстановки в уравнение (I-22) степенной функции $\bar{G} = \bar{m}_{PK}^{3/2}$ (см. далее § II-4.2) регуляторную моментную характеристику турбины в комплексе «ГТЗА — ВРШ» построим по уравнению:

$$\bar{M}_T = \bar{m}_{PK}^{3/2}(2 - \bar{\omega}) = [10(1,1 - \bar{\omega})]^{3/2}(2 - \bar{\omega}). \quad (I-23)$$

§ I-3.3. МОМЕНТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СУДОВОЙ ТУРБИНЫ В СОСТАВЕ КОМПЛЕКСА «ГТЗА — ВФШ»

Аналогично предыдущему параграфу, обратимся к исходному уравнению динамики (I-3)

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_T - M_{TC}$$

и перейдем к подстановкам значений переменных в это уравнение применительно к комплексу «ГТЗА — ВФШ».

В установках с ВФШ управление скоростью судна обеспечивается изменением частоты вращения гребного винта за счет изменения частоты вращения турбоагрегата при $k_{ГВ} = k_{ГВном}$, в относительных единицах $\bar{k}_{ГВ} = 1$. Момент на гребном винте в относительных единицах имеет вид (I-7)

$$\bar{M}_{ГВ} = \bar{\omega}^2.$$

При работе турбины в составе комплекса «ГТЗА — ВФШ» нагрузкой турбины является ВФШ, который создает на валу турбины момент сопротивления $\bar{M}_{TC} = \bar{M}_{ГВ}$, в общем случае переменный, зависящий от заглубления винта, плотности

морской воды, степени волнения морской поверхности. Для стабилизации частоты вращения гребного винта судна турбины в составе ГТЗА оснащаются регуляторами частоты вращения, которые поддерживают заданное оператором значение оборотов гребного винта.

Рассуждая аналогично § I-3.2, построим поле

$$\bar{M}_{T1} = \bar{G}_1(2 - \bar{\omega}); \bar{M}_{T2} = \bar{G}_2(2 - \bar{\omega}); \bar{M}_{T3} = \bar{G}_3(2 - \bar{\omega}); \bar{M}_{Tном} = \bar{G}_{ном}(2 - \bar{\omega})$$

моментных характеристик комплекса «ГТЗА — ВФШ» (рис. I-13).

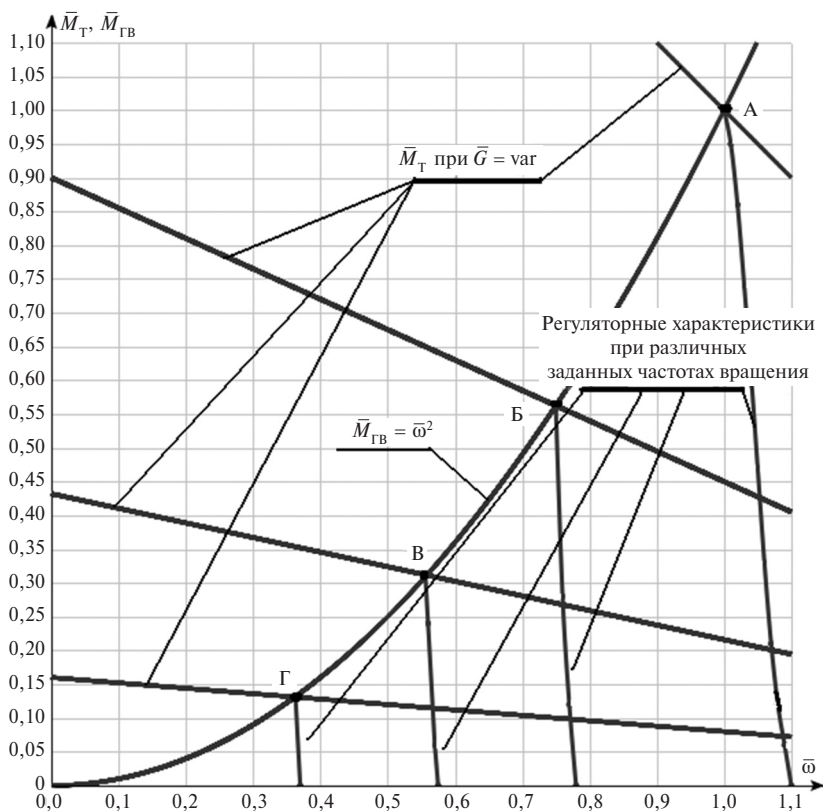


Рис. I-13. Поле моментных характеристик комплекса «ГТЗА — ВФШ»

**§ I-3. Моментные и мощностные характеристики
судовых паротурбинных установок**

Расходная характеристика регулирующего клапана принята $\bar{G} = 0,5 + 0,514 \sin(2,86\bar{m}_{\text{PK}} - 1,5)$ — см. § II-4.3.

Используя уравнение (I-22), запишем:

$$\bar{M}_T = (0,5 + 0,514 \sin[28,6(1,1 - \bar{\omega}) - 1,5])(2 - \bar{\omega}).$$

Точки пересечения характеристик $\bar{M}_T$, $\bar{M}_{\text{ГВ}}$ и регуляторной характеристики — А, Б, В, Г являются точками установившихся режимов комплекса «ГТЗА — ВФШ».



ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВИДА РАСХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК РЕГУЛИРУЮЩИХ КЛАПАНОВ ТУРБИН СУДОВЫХ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Паровая турбина как составная часть автоматизированной судовой паротурбинной установки является объектом управления в системе регулирования частоты вращения турбины.

Паровая турбина в комплексе с нагрузкой, каковой может являться электрогенератор в судовой ГЭУ, либо ГТЗА, приводящий во вращение гребной винт, представляет собой нелинейное динамическое звено, статические и динамические характеристики которого определяют требования к системе автоматического регулирования частоты вращения турбины. Одним из основных требований к системам регулирования, в частности к системам регулирования частоты вращения турбин, является устойчивость системы с обеспечением качества регулирования, в первую очередь — быстродействия при отработке возмущающих воздействий со стороны нагрузки. В связи с тем, что изменение нагрузки турбины, а именно — процесс снятия нагрузки в главных турбогенераторных установках может происходить скачком при срабатывании защиты электрогенератора и его отключения от гребных электродвигателей, самые жесткие требования по быстродействию предъявляются к РЧВ турбогенераторов.

Управляющие воздействия РЧВ турбины в составе ГТЗА с ВФШ, связанные с заданием и изменением скорости судна, не определяют требований по быстродействию: время разгона и торможения судна существенно больше времен перемещений регулирующих клапанов турбины.

Быстродействие РЧВ определяется необходимостью удержания частоты вращения ротора турбины до уровня срабатывания защиты по предельной частоте вращения — (10...12)% от номинальной частоты вращения, при разгрузках турбины, например, при оголении гребного винта в условиях морского волнения.

Это требование также характерно для установок с ВРШ.

Как отмечалось ранее, расходная характеристика парового регулирующего клапана $\bar{G}^*(\bar{m}_{PK})$ должна явиться результатом проектирования системы парораспределения и учитывать требования к качеству регулирования и устойчивости контура регулирования частоты вращения турбины.

Проведем далее исследование устойчивости паровой турбины при ее работе в составе трех типов судовых главных энергетических установок: ГЭУ, ГТЗА с ВРШ и ГТЗА с ВФШ и оценим влияние на устойчивость вида расходной характеристики регулирующих клапанов.

§ II-1. АНАЛИЗ СТАТИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ КОМПЛЕКСА «ТУРБИНА — ГЕНЕРАТОР» В ГЭУ С ВФШ

При работе турбины в составе ГЭУ нагрузкой турбины является электрогенератор системы электродвижения, который создает на валу турбины момент сопротивления $M_{TC} = M_G$, где M_G назовем генераторным моментом.

Примем для проводимого расчетного анализа комплекса «турбина — генератор» (см. рис. I-7, а), что судно с ГЭУ движется на установившемся режиме в «свободной» воде при управлении ГЭУ в режиме постоянства мощности на гребном винте при различных скоростях хода судна в диапазоне $N_{ГВ} = 0...N_{ГВном}$ или — в относительных единицах $\bar{N}_{ГВ} = 0...1$.

При этом заметим, что ГЭД снабжен устройством поддержания постоянства мощности. Относительно небольшая длительность динамических электромагнитных процессов полупроводникового

управляющего устройства обеспечения постоянства мощности ГЭД позволяет считать систему управления мощностью ГЭД безынерционной при расчете механической динамической системы «турбина — генератор».

Для анализа влияния вида статических характеристик $\bar{M}_T$ и $\bar{M}_{TC}$ на устойчивость паротурбинной энергоустановки как динамической системы представим уравнение динамики (I-3) в линеаризованном виде в отклонениях переменных величин от их значений на установившихся режимах.

Выше, в § I-3.1 были представлены нелинейные выражения для моментов $\bar{M}_T$ и $\bar{M}_{TC}$.

Разложив нелинейные функции $\bar{M}_T$ и $\bar{M}_{TC}$ в ряд Тейлора в окрестности их значений при равновесном состоянии комплекса и ограничившись линейными членами разложения, получим:

$$\bar{M}_T = \bar{M}_{T0} + \left(\frac{\partial \bar{M}_T}{\partial \bar{\omega}} \right)_0 \Delta \bar{\omega} + \left(\frac{\partial \bar{M}_T}{\partial \bar{G}} \right)_0 \left(\frac{\partial \bar{G}}{\partial \bar{m}_{PK}} \right) \Delta \bar{m}_{PK}, \quad (\text{II-1})$$

$$\bar{M}_{TC} = \bar{M}_{TC0} + \left(\frac{\partial \bar{M}_{TC}}{\partial \bar{\omega}} \right)_0 \Delta \bar{\omega}. \quad (\text{II-2})$$

Подставляя (II-1) и (II-2) в выражение (I-3), с учетом того, что $\frac{d\omega}{dt} = \frac{d(\omega_0 + \Delta\omega)}{dt} = \frac{d(\Delta\omega)}{dt}$ и на установившихся режимах комплекса «турбина — генератор» $\bar{M}_{T0} = \bar{M}_{TC0}$, а также учитывая, что при введении относительных единиц в уравнение динамики (I-3) инерционные характеристики динамической системы «турбина — генератор» описываются так называемым временем разгона

$$T_a = \frac{J\omega_{\text{НОМ}}}{M_{\text{ТНОМ}}}, \text{ запишем:}$$

$$T_a \frac{d(\Delta\bar{\omega})}{dt} + \left(\frac{\partial \bar{M}_{TC}}{\partial \bar{\omega}} - \frac{\partial \bar{M}_T}{\partial \bar{\omega}} \right)_0 \Delta \bar{\omega} = \left(\frac{\partial \bar{M}_T}{\partial \bar{G}} \right)_0 \left(\frac{\partial \bar{G}}{\partial \bar{m}_{PK}} \right)_0 \Delta \bar{m}_{PK}. \quad (\text{II-3})$$

Приведем уравнение (II-3) к виду:

$$\frac{T_a}{\left(\frac{\partial \bar{M}_{TC}}{\partial \bar{\omega}} - \frac{\partial \bar{M}_T}{\partial \bar{\omega}}\right)_0} \frac{d(\Delta \bar{\omega})}{dt} + \Delta \bar{\omega} = \frac{\left(\frac{\partial \bar{M}_T}{\partial \bar{G}}\right)_0 \left(\frac{\partial \bar{G}}{\partial \bar{m}_{PK}}\right)_0}{\left(\frac{\partial \bar{M}_{TC}}{\partial \bar{\omega}} - \frac{\partial \bar{M}_T}{\partial \bar{\omega}}\right)_0} \Delta \bar{m}_{PK}. \quad (\text{II-4})$$

С учетом (I-6) и выражения для $\bar{M}_{TC} = \frac{\bar{N}_{TC}}{\bar{\omega}}$ (см. § I-3.1) произведем следующие подстановки в уравнение (II-4):

$$\left(\frac{\partial \bar{M}_T}{\partial \bar{\omega}}\right)_0 = -\bar{G}_0, \quad (\text{II-5})$$

$$\left(\frac{\partial \bar{M}_T}{\partial \bar{G}}\right)_0 = 2 - \bar{\omega}_0. \quad (\text{II-6})$$

$$\left(\frac{\partial \bar{M}_{TC}}{\partial \bar{\omega}}\right)_0 = \frac{\partial(\bar{N}_{TC} / \bar{\omega})_0}{\partial \bar{\omega}} = \left(-\bar{N}_{TC} \frac{1}{\bar{\omega}^2}\right)_0. \quad (\text{II-7})$$

Проанализируем коэффициент саморегулирования турбины

$$k_s = \left(\frac{\partial \bar{M}_{TC}}{\partial \bar{\omega}} - \frac{\partial \bar{M}_T}{\partial \bar{\omega}}\right)_0, \text{ подставив в него (II-5), (II-6) и (II-7):}$$

$$k_s = \left(-\bar{N}_{TC} \frac{1}{\bar{\omega}^2}\right)_0 + \bar{G}_0. \quad (\text{II-8})$$

Для статической устойчивости динамического объекта (в нашем случае — комплекс «турбина — генератор») необходимо, чтобы его коэффициент саморегулирования имел положительные значения на всех установившихся режимах [7], т. е.:

$$k_s = \left[\left(-\bar{N}_{TC} \frac{1}{\bar{\omega}^2}\right)_0 + \bar{G}_0\right] > 0, \text{ отсюда } \bar{G}_0 > \left(\bar{N}_{TC} \frac{1}{\bar{\omega}^2}\right)_0.$$

Умножим правую и левую части последнего неравенства на $(2 - \bar{\omega}_0)$ и получим:

$$\bar{M}_{T0} > \bar{N}_{TC0} \frac{(2 - \bar{\omega}_0)}{\bar{\omega}_0^2}, \quad (\text{II-9})$$

Очевидно, граница устойчивости проходит по

$$\bar{M}_{T0} = \bar{M}_{ГР} = \bar{N}_{TC0} \frac{(2 - \bar{\omega}_0)}{\bar{\omega}_0^2} = \bar{M}_{TC0} \frac{(2 - \bar{\omega}_0)}{\bar{\omega}_0}. \quad (\text{II-10})$$

Учитывая, что в установившихся режимах $\bar{M}_{T0} = \bar{M}_{TC0}$, и сократив в правой и левой части уравнения (II-10) моменты $\bar{M}_{T0}$ и $\bar{M}_{TC0}$, получаем уравнение $\bar{\omega}_0 = (2 - \bar{\omega}_0)$, которое имеет решение $\bar{\omega}_0 = 1$.

Полученный результат иллюстрируется точками А и Б на рис. I-8 установившихся равновесных режимов при значениях $\bar{N}_{T0} = \bar{N}_{TC0} = 1, 0; 0, 6$. Из рис. I-8 видно, что комплекс «турбина — генератор» при работе ГЭУ в режиме постоянства мощности в рабочей области имеет особые точки при $\bar{\omega} = 1$, где статические характеристики подвода энергии ($\bar{M}_T$) и отвода энергии $\bar{M}_{TC}$ соприкасаются, т. е. в этих точках равны частные производные $\frac{\partial \bar{M}_{TC}}{\partial \bar{\omega}} = \frac{\partial \bar{M}_T}{\partial \bar{\omega}}$ и комплекс «турбина — генератор» является статически неустойчивым объектом: в рассматриваемых точках А и Б коэффициент саморегулирования k_s имеет нулевое значение.

Из соприкасающихся в точках А и Б характеристик $\bar{M}_T$ и $\bar{M}_{TC}$ (рис. I-8) видно, что при отклонении частоты вращения в сторону $\bar{\omega} < 1$ вплоть до $\bar{\omega} = 0$ момент сопротивления $\bar{M}_{TC}$ превышает вращающий момент турбины $\bar{M}_T$, — а это приведет к остановке турбины: коэффициент саморегулирования $k_s < 0$ — следовательно, комплекс «турбина — генератор» неустойчив.

При отклонении частоты вращения в сторону $\bar{\omega} > 1$ превышение моментом сопротивления $\bar{M}_{TC}$ вращающего момента турбины $\bar{M}_T$ приведет к возвращению в точку $\bar{\omega} = 1$, т. е. при $\bar{\omega} > 1$

коэффициент $k_s > 0$ — комплекс устойчив до границы устойчивости при $\bar{\omega} = 1$ перейдя границу, турбина остановится — процесс неустойчивый.

Найдем аналитическое выражение для поля статических характеристик подвода и отвода энергии в зоне $1 < \bar{\omega} < 1,1$ — рабочем диапазоне частот вращения турбоагрегата.

Выражение для $\bar{M}_{TC}$ имеет вид: $\bar{M}_{TC} = \frac{\bar{N}_{TC}}{\bar{\omega}}$.

Выражение для $\bar{M}_T$ имеет вид: $\bar{M}_T = \bar{G}(2 - \bar{\omega})$.

В точках равновесия $\bar{M}_T = \bar{M}_{TC}$, поделив правые и левые части, получим

$$\bar{G} = \frac{\bar{N}_{TC}}{\bar{\omega}(2 - \bar{\omega})}. \quad (\text{II-11})$$

На рис. II-1 представлены графики полученной зависимости (II-11) для $\bar{N}_{TC0} = 0,6; 1$. Здесь же построена зависимость $\bar{M}_{TC} = \bar{N}_{TC} / \bar{\omega}$ для таких же значений $\bar{N}_{TC} = \bar{N}_{TC0} = 0,6; 1$, а также зависимость $\bar{M}_T = \bar{G}(2 - \bar{\omega})$.

Как видно из рис. II-1, в диапазоне $1 < \bar{\omega} < 1,1$ имеют место очень слабая зависимость $\bar{G}$ от $\bar{\omega}$ и практически наложение статических характеристик турбины $\bar{M}_T = \bar{G}(2 - \bar{\omega})$ на характеристики $\bar{M}_{TC} = \bar{N}_{TC} / \bar{\omega}$ для каждого значения $\bar{N}_{TC} = \bar{N}_{TC0}$.

Оценим аналитически результаты численных построений, представленных на рис. II-1.

Определим экстремум функции $\bar{G} = \frac{\bar{N}_{TC}}{\bar{\omega}(2 - \bar{\omega})}$, для чего определим нулевое значение производной, считая $\bar{N}_{TC} = \bar{N}_{TC0}$ постоянной величиной для каждого установившегося режима:

$$\frac{d\bar{G}}{d\bar{\omega}} = 2\bar{N}_{TC0} \frac{(\bar{\omega} - 1)}{\bar{\omega}^2(\bar{\omega} - 2)^2} = 0,$$

откуда следует, что решением уравнения производной является $\bar{\omega} = 1$.

Значение расхода пара в относительных единицах (при $\bar{\omega} = 1$)

равно мощности турбины $\bar{G} = \frac{\bar{N}_{TC}}{\bar{\omega}(2 - \bar{\omega})} = \bar{N}_{TC}$, что видно на рис. II-1 (точки А и Б).

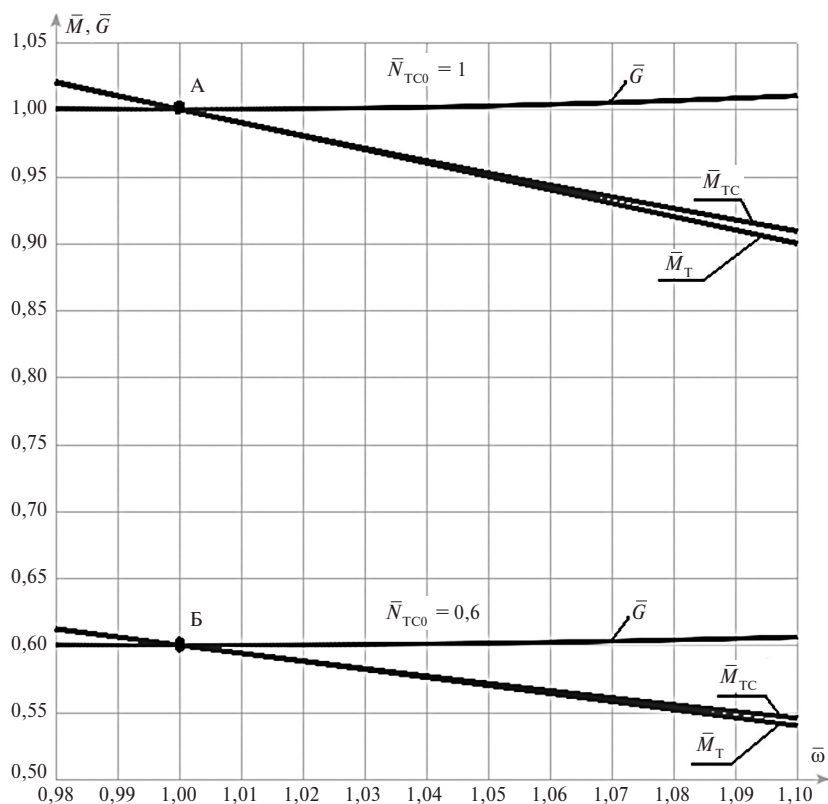


Рис. II-1. Поле статических характеристик комплекса «турбина — генератор» для анализа степени устойчивости в диапазоне $1 < \bar{\omega} < 1,1$

Теперь оценим, насколько коэффициент саморегулирования комплекса «турбина — генератор» в области $1 < \bar{\omega} < 1,1$ отличается от нулевого граничного значения, т. е. от условия статической устойчивости комплекса.

**§ II-1. Анализ статической устойчивости комплекса
«турбина — генератор» в ГЭУ с ВФШ**

Из (II-8) и (II-11) запишем:

$$k_s = \left(-\bar{N}_{TC0} \frac{1}{\bar{\omega}_0^2} \right) + \bar{N}_{TC0} \frac{1}{\bar{\omega}_0(2-\bar{\omega}_0)} =$$

$$= \bar{N}_{TC0} \left(\left(-\frac{1}{\bar{\omega}_0^2} \right) + \frac{1}{\bar{\omega}_0(2-\bar{\omega}_0)} \right) = \bar{N}_{TC0} \frac{2(\bar{\omega}_0-1)}{\bar{\omega}_0^2(2-\bar{\omega}_0)}. \quad (\text{II-12})$$

На рис. II-2 представлены графики зависимости $k_s(\bar{\omega}_0)$ для рассматриваемых в качестве примера значений $\bar{N}_{TC0} = 0,6; 1,0$.

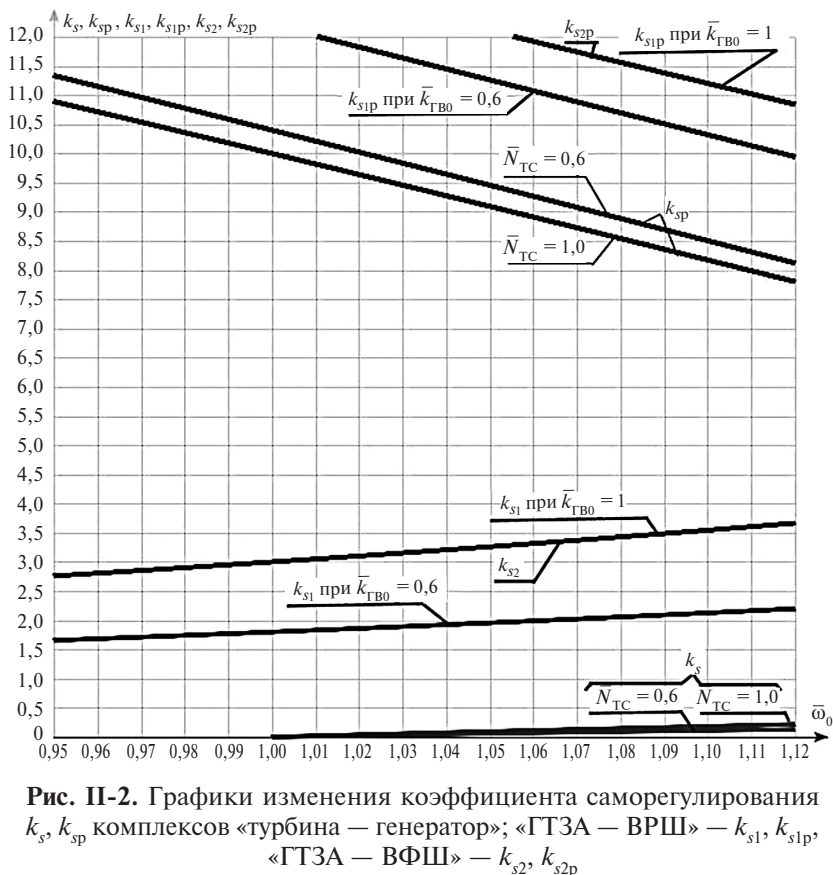


Рис. II-2. Графики изменения коэффициента саморегулирования k_s, k_{sp} комплексов «турбина — генератор»; «ГТЗА — ВРШ» — k_{s1}, k_{s1p} , «ГТЗА — ВФШ» — k_{s2}, k_{s2p}

Графики на рис. II-2 иллюстрируют еще раз, что при $\bar{\omega}_0 < 1$ комплекс «турбина — генератор» статически неустойчив, т. е. $k_s < 0$, а при $\bar{\omega}_0 > 1$ коэффициент $k_s > 0$, т. е. комплекс «турбина — генератор» статически устойчив, но с относительно небольшими значениями коэффициента саморегулирования $k_s < 0,2 \dots 0,3$.

Теперь проведем анализ статической устойчивости комплекса «турбина — генератор», в котором турбина снабжена РЧВ (см. рис. I-9).

При этом комплекс «турбина — генератор» будем рассматривать как новый объект, в котором турбина объединена с регулятором, а обратная связь по частоте вращения является внутренней обратной связью, обеспечивающей повышение эффекта саморегулирования. Разделив левую и правую часть выражения (I-20) для мощности комплекса «турбина — генератор» на величину $\bar{\omega}$, получим выражение для момента

$$\bar{M}_T = \bar{m}_{PK} (2 - \bar{\omega}) = 10 (1,1 - \bar{\omega})(2 - \bar{\omega}).$$

Далее запишем частные производные для определения коэффициентов линеаризованного дифференциального уравнения комплекса «турбина — генератор»:

$$\left(\frac{\partial \bar{M}_T}{\partial \bar{\omega}} \right)_0 = -31 + 20 \bar{\omega}_0, \quad (\text{II-13})$$

$$\left(\frac{\partial \bar{M}_T}{\partial \bar{G}} \right)_0 = 2 - \bar{\omega}_0, \quad \text{см. (II-6)}$$

$$\left(\frac{\partial \bar{M}_{TC}}{\partial \bar{\omega}} \right)_0 = \left(\frac{\partial (\bar{N}_{TC} / \bar{\omega})}{\partial \bar{\omega}} \right)_0 = \left(-\bar{N}_{TC} \frac{1}{\bar{\omega}^2} \right)_0. \quad \text{см. (II-7)}$$

Подставляя (II-13), (II-6) и (II-7) в (II-4), запишем:

$$\frac{T_a}{\left(-\bar{N}_{TC} \frac{1}{\bar{\omega}^2} + 31 - 20 \bar{\omega} \right)_0} \frac{d(\Delta \bar{\omega})}{dt} + \Delta \bar{\omega} = \frac{(2 - \bar{\omega}_0) \left(\frac{\partial \bar{G}}{\partial \bar{m}_{PK}} \right)_0}{\left(-\bar{N}_{TC} \frac{1}{\bar{\omega}^2} + 31 - 20 \bar{\omega} \right)_0} \Delta \bar{m}_{PK}. \quad (\text{II-14})$$

Значения производной $\left(\frac{\partial \bar{G}}{\partial \bar{m}_{\text{РК}}}\right)_0$ в различных режимных точках комплекса «турбина — генератор» определяются расходной характеристикой парового клапана.

Приняв в качестве исходного варианта расходную характеристику парового клапана линейной, т. е. $\bar{G} = \bar{G}^*(\bar{m}_{\text{РК}}) = \bar{m}_{\text{РК}}$, и учитывая $\left(\frac{\partial \bar{G}}{\partial \bar{m}_{\text{РК}}}\right)_0 = 1$, запишем уравнение (II-14) в виде:

$$\frac{T_a}{\left(-\bar{N}_{\text{ТС}} \frac{1}{\bar{\omega}^2} + 31 - 20\bar{\omega}\right)_0} \frac{d(\Delta\bar{\omega})}{dt} + \Delta\bar{\omega} = \frac{(2 - \bar{\omega})_0}{\left(-\bar{N}_{\text{ТС}} \frac{1}{\bar{\omega}^2} + 31 - 20\bar{\omega}\right)_0} \Delta\bar{m}_{\text{РК}}. \quad (\text{II-15})$$

Проанализируем коэффициент саморегулирования для турбины с регулятором

$$k_{\text{сп}} = \left(\frac{\partial \bar{M}_{\text{ТС}}}{\partial \bar{\omega}} - \frac{\partial \bar{M}_{\text{Г}}}{\partial \bar{\omega}}\right)_0 = \left(-\bar{N}_{\text{ТС}} \frac{1}{\bar{\omega}^2} + 31 - 20\bar{\omega}\right)_0. \quad (\text{II-16})$$

Чтобы объект регулирования, в нашем случае — комплекс «турбина — генератор» с РЧВ турбины, был структурно устойчив, коэффициент саморегулирования должен иметь положительное значение:

$$k_{\text{сп}} = \left(-\bar{N}_{\text{ТС}} \frac{1}{\bar{\omega}^2} + 31 - 20\bar{\omega}\right)_0 > 0. \quad (\text{II-17})$$

Из графиков $k_s(\bar{\omega}_0)$ и $k_{\text{сп}}(\bar{\omega}_0)$ на рис. II-2 видно, что коэффициент саморегулирования $k_{\text{сп}}(\bar{\omega}_0) \approx 8,2 \dots 10,4$ комплекса «турбина — генератор» с наличием РЧВ турбины (в диапазоне $1 < \bar{\omega} < 1,1$), существенно больше коэффициента саморегулирования $k_{\text{сп}}(\bar{\omega}_0) \approx 0,2 \dots 0,3$ комплекса «турбина — генератор», когда турбина не оснащена РЧВ.

Полученные значения $k_{\text{сп}}(\bar{\omega}_0)$ указывают на статическую устойчивость комплекса «турбина — генератор», снабженного

РЧВ турбины, при работе ГЭУ в режиме постоянства мощности.

Вывод: Из результатов анализа статической устойчивости комплекса «турбина — генератор» в ГЭУ с ВФШ, работающей в режимах постоянства мощности, следует, что комплекс «турбина — генератор» должен быть обязательно снабжен регулятором частоты вращения турбины.

§ II-2. АНАЛИЗ СТАТИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ КОМПЛЕКСА «ГТЗА — ВРШ»

Сначала, по аналогии с § II-1, определим коэффициент саморегулирования комплекса «ГТЗА — ВРШ» без оснащения турбины РЧВ.

Как было отмечено выше в § I-3.2, в установках с ВРШ управление скоростью судна осуществляется изменением упора гребного винта за счет изменения поступи, т. е. за счет изменения коэффициента $k_{ГВ}$ в уравнении (I-7).

Таким образом, для ВРШ момент $M_{ГВ} = k_{ГВ} \omega_{ГВ}^2$, в относительных единицах $\bar{M}_{ГВ} = \bar{M}_{ТС} = \bar{k}_{ГВ} \bar{\omega}^2$, изменяется при изменении двух переменных — поступи и оборотов винта. Линеаризованный момент сопротивления на валу турбины $\bar{M}_{ТС}$ вблизи точки равновесия в установившемся режиме имеет вид:

$$\bar{M}_{ТС} = \bar{M}_{ТС0} + \left(\frac{\partial \bar{M}_{ТС}}{\partial \bar{\omega}} \right)_0 \Delta \bar{\omega} + \left(\frac{\partial \bar{M}_{ТС}}{\partial \bar{k}_{ГВ}} \right)_0 \Delta \bar{k}_{ГВ}. \quad (\text{II-18})$$

Подставив в общее уравнение динамики (I-3) выражение для линеаризованного крутящего момента турбины (II-1) и момента сопротивления на валу турбины (II-18), запишем для комплекса «ГТЗА — ВРШ»:

$$T_a \frac{d(\Delta \bar{\omega})}{dt} + \left(\frac{\partial \bar{M}_{ТС}}{\partial \bar{\omega}} - \frac{\partial \bar{M}_Г}{\partial \bar{\omega}} \right)_0 \Delta \bar{\omega} = \left(\frac{\partial \bar{M}_Г}{\partial \bar{G}} \right)_0 \left(\frac{\partial \bar{G}}{\partial \bar{m}_{ПК}} \right)_0 \Delta \bar{m}_{ПК} - \left(\frac{\partial \bar{M}_{ТС}}{\partial \bar{k}_{ГВ}} \right)_0 \Delta \bar{k}_{ГВ}$$

и после преобразований:

$$\begin{aligned} & \frac{T_a}{\left(\frac{\partial \bar{M}_{TC}}{\partial \bar{\omega}} - \frac{\partial \bar{M}_T}{\partial \bar{\omega}} \right)_0} \frac{d(\Delta \bar{\omega})}{dt} + \Delta \bar{\omega} = \\ & = \frac{\left(\frac{\partial \bar{M}_T}{\partial \bar{G}} \right)_0 \left(\frac{\partial \bar{G}}{\partial \bar{m}_{PK}} \right)_0}{\left(\frac{\partial \bar{M}_{TC}}{\partial \bar{\omega}} - \frac{\partial \bar{M}_T}{\partial \bar{\omega}} \right)_0} \Delta \bar{m}_{PK} - \frac{\left(\frac{\partial \bar{M}_{TC}}{\partial \bar{k}_{ГВ}} \right)_0}{\left(\frac{\partial \bar{M}_{TC}}{\partial \bar{\omega}} - \frac{\partial \bar{M}_T}{\partial \bar{\omega}} \right)_0} \Delta \bar{k}_{ГВ}. \quad (\text{II-19}) \end{aligned}$$

Учитывая выражения частных производных (II-5), (II-6), а также:

$$\left(\frac{\partial \bar{M}_{TC}}{\partial \bar{k}_{ГВ}} \right)_0 = \bar{\omega}_0^2, \quad (\text{II-20})$$

$$\left(\frac{\partial \bar{M}_{TC}}{\partial \bar{\omega}} \right)_0 = 2\bar{k}_{ГВ0} \bar{\omega}_0, \quad (\text{II-21})$$

получим значение коэффициента саморегулирования k_{s1} комплекса «ГТЗА — ВРШ»:

$$k_{s1} = \left(\frac{\partial \bar{M}_{TC}}{\partial \bar{\omega}} - \frac{\partial \bar{M}_T}{\partial \bar{\omega}} \right)_0 = 2\bar{k}_{ГВ0} \bar{\omega}_0 + \bar{G}_0. \quad (\text{II-22})$$

Подставим (II-22) в (II-19) и запишем

$$\begin{aligned} & \frac{T_a}{2\bar{k}_{ГВ0} \bar{\omega}_0 + \bar{G}_0} \frac{d(\Delta \bar{\omega})}{dt} + \Delta \bar{\omega} = \\ & = \frac{(2 - \bar{\omega}_0)}{2\bar{k}_{ГВ0} \bar{\omega}_0 + \bar{G}_0} \left(\frac{\partial \bar{G}}{\partial \bar{m}_{PK}} \right)_0 \Delta \bar{m}_{PK} - \frac{\bar{\omega}_0^2}{2\bar{k}_{ГВ0} \bar{\omega}_0 + \bar{G}_0} \Delta \bar{k}_{ГВ}. \quad (\text{II-23}) \end{aligned}$$

Из выражения $\bar{M}_{T0} = \bar{M}_{ГВ0} = \bar{G}_0(2 - \bar{\omega}_0) = \bar{k}_{ГВ0} \bar{\omega}_0^2$ имеем $\bar{G}_0 = \frac{\bar{k}_{ГВ0} \bar{\omega}_0^2}{2 - \bar{\omega}_0}$.

Подставляя это выражение в (II-23), получаем линеаризованное дифференциальное уравнение комплекса «ГТЗА — ВРШ» в виде:

$$\begin{aligned} & \frac{T_a(2-\bar{\omega}_0)}{(4-\bar{\omega}_0)\bar{k}_{ГВ0}\bar{\omega}_0} \frac{d(\Delta\bar{\omega})}{dt} + \Delta\bar{\omega} = \\ & = \frac{(2-\bar{\omega}_0)^2}{(4-\bar{\omega}_0)\bar{k}_{ГВ0}\bar{\omega}_0} \left(\frac{\partial \bar{G}}{\partial \bar{m}_{ПК}} \right)_0 \Delta\bar{m}_{ПК} - \frac{\bar{\omega}_0(2-\bar{\omega}_0)}{(4-\bar{\omega}_0)\bar{k}_{ГВ0}} \Delta\bar{k}_{ГВ} \quad (\text{II-24}) \end{aligned}$$

с постоянной времени:

$$T = \frac{T_a(2-\bar{\omega}_0)}{(4-\bar{\omega}_0)\bar{k}_{ГВ0}\bar{\omega}_0}.$$

Коэффициент саморегулирования k_{s1} (II-22) выразим в виде функции от значений $k_{ГВ0}$ и ω_0 :

$$k_{s1} = \left(\frac{\partial \bar{M}_{ТС}}{\partial \bar{\omega}} - \frac{\partial \bar{M}_{Г}}{\partial \bar{\omega}} \right) = 2\bar{k}_{ГВ0}\bar{\omega}_0 + \frac{\bar{k}_{ГВ0}\bar{\omega}_0^2}{2-\bar{\omega}_0} = \frac{\bar{k}_{ГВ0}\bar{\omega}_0(4-\bar{\omega}_0)}{2-\bar{\omega}_0}. \quad (\text{II-25})$$

Из условия статической устойчивости динамической системы: а именно — из условия положительности на всех установившихся режимах

$$k_{s1} = \frac{\bar{k}_{ГВ0}\bar{\omega}_0(4-\bar{\omega}_0)}{(2-\bar{\omega}_0)} > 0,$$

после преобразований можно прийти к тождественному неравенству $4 > \bar{\omega}_0$, что справедливо для всех реальных значений $\bar{\omega}_0$, которые в рабочем диапазоне частот вращения ротора турбины не могут превышать значения 1,1.

Указанный результат говорит о том, что, в отличие от комплекса «турбина — генератор», рассмотренного в § II-1 эксплуатирующегося в режиме постоянства мощности, комплекс «ГТЗА — ВРШ» может управляться без регулятора частоты

§ II-2. Анализ статической устойчивости комплекса «ГТЗА — ВРШ»

вращения, используя статическую устойчивость рассматриваемого саморегулируемого объекта.

Проведем, аналогично § II-1, анализ статической устойчивости комплекса «ГТЗА — ВРШ», в котором турбина укомплектована регулятором частоты вращения. Комплекс при этом рассматривается как объект с внутренней обратной связью по частоте вращения, обеспечивающей повышенный эффект саморегулирования этого объекта.

Из (I-20) момент выражаем

$$\bar{M}_T = \bar{M}_T(\bar{\omega}) = \frac{\bar{N}_T}{\bar{\omega}} = 10(1,1 - \bar{\omega})(2 - \bar{\omega}).$$

Частные производные для определения коэффициентов линеаризованного дифференциального уравнения комплекса «ГТЗА — ВРШ» с турбиной, оснащенной РЧВ, запишем:

$$\left(\frac{\partial \bar{M}_T}{\partial \bar{\omega}} \right)_0 = -31 + 20\bar{\omega}_0, \quad \text{см. (II-13)}$$

$$\left(\frac{\partial \bar{M}_T}{\partial \bar{G}} \right)_0 = 2 - \bar{\omega}_0. \quad \text{см. (II-6)}$$

Подставляя (II-13), (II-6), (II-20) и (II-21) в (II-19), запишем линеаризованное дифференциальное уравнение комплекса «ГТЗА — ВРШ» в виде:

$$\begin{aligned} & \frac{T_a}{(2\bar{k}_{ГВ0}\bar{\omega}_0 + 31 - 20\bar{\omega}_0)} \frac{d(\Delta\bar{\omega})}{dt} + \Delta\bar{\omega} = \\ & = \frac{\left(\frac{\partial \bar{M}_T}{\partial \bar{G}} \right)_0 \left(\frac{\partial \bar{G}}{\partial \bar{m}_{ПК}} \right)_0}{(2\bar{k}_{ГВ0}\bar{\omega}_0 + 31 - 20\bar{\omega}_0)} \Delta\bar{m}_{ПК} - \frac{\left(\frac{\partial \bar{M}_{ТC}}{\partial \bar{k}_{ГВ}} \right)_0}{(2\bar{k}_{ГВ0}\bar{\omega}_0 + 31 - 20\bar{\omega}_0)} \Delta\bar{k}_{ГВ} \quad (\text{II-26}) \end{aligned}$$

с постоянной времени:

$$T = \frac{T_a}{2\bar{k}_{ГВ0}\bar{\omega}_0 + 31 - 20\bar{\omega}_0}.$$

Приняв расходную характеристику парового клапана линейной, аналогично § II-1, т. е. $\bar{G} = \bar{G}^*(\bar{m}_{ПК}) = \bar{m}_{ПК}$, и учитывая

$$\left(\frac{\partial \bar{G}}{\partial \bar{m}_{ПК}} \right)_0 = 1, \text{ запишем уравнение (II-26) в виде:}$$

$$\frac{T_a}{(2\bar{k}_{ГВ0}\bar{\omega}_0 + 31 - 20\bar{\omega}_0)} \frac{d(\Delta\bar{\omega})}{dt} + \Delta\bar{\omega} =$$

$$= \frac{(2 - \bar{\omega}_0)}{(2\bar{k}_{ГВ0}\bar{\omega}_0 + 31 - 20\bar{\omega}_0)} \Delta\bar{m}_{ПК} - \frac{\bar{\omega}_0^2}{(2\bar{k}_{ГВ0}\bar{\omega}_0 + 31 - 20\bar{\omega}_0)} \Delta\bar{k}_{ГВ}. \quad (\text{II-27})$$

Коэффициент саморегулирования k_{s1p} комплекса «ГТЗА — ВРШ» с РЧВ, аналогично коэффициенту k_{s1} (II-22) рассматриваемого комплекса, но без РЧВ, выразим в виде функции от значений $k_{ГВ0}$ и ω_0 :

$$k_{s1p} = \left(\frac{\partial \bar{M}_{ТС}}{\partial \bar{\omega}} - \frac{\partial \bar{M}_{Г}}{\partial \bar{\omega}} \right)_0 = (2\bar{k}_{ГВ0}\bar{\omega}_0 + 31 - 20\bar{\omega}_0). \quad (\text{II-28})$$

Чтобы объект регулирования (в нашем случае — комплекс «ГТЗА — ВРШ» с РЧВ турбины) был статически устойчив, коэффициент саморегулирования (II-28) должен иметь положительное значение:

$$k_{s1p} = (2\bar{k}_{ГВ0}\bar{\omega}_0 + 31 - 20\bar{\omega}_0) > 0.$$

Из графиков на рис. II-2 видно, что для двух значений $\bar{k}_{ГВ0} = 0,6; 1,0$ значения коэффициента саморегулирования k_{s1} лежат в области $\approx (1,75...3,5)$, а значения коэффициента k_{s1p} располагаются в пределах $\approx (10,3...12$ и более).

Полученные в настоящем параграфе результаты говорят о том, что комплекс «ГТЗА — ВРШ», имея положительные значения коэффициента саморегулирования, статически устойчив как без

регулятора частоты вращения, так и, тем более, с регулятором частоты вращения турбины.

Вывод: Из результатов анализа статической устойчивости комплекса «ГТЗА — ВРШ» следует, что указанный комплекс во всем рабочем диапазоне частот вращения статически устойчив, имея положительные значения коэффициента саморегулирования на всех установившихся режимах комплекса.

§ II-3. АНАЛИЗ СТАТИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ КОМПЛЕКСА «ГТЗА — ВФШ»

Определим коэффициент саморегулирования комплекса «ГТЗА — ВФШ».

В установках с ВФШ управление скоростью судна осуществляется за счет изменения частоты вращения гребного винта. Момент на гребном винте фиксированного шага в относительных единицах имеет вид $\bar{M}_{TC} = \bar{M}_{ГВ} = \bar{\omega}^2$.

Линеаризованный момент сопротивления на валу турбины $\bar{M}_{TC}$ вблизи точки равновесия в установившемся режиме имеет вид:

$$\bar{M}_{TC} = \bar{M}_{TC0} + \left(\frac{\partial \bar{M}_{TC}}{\partial \bar{\omega}} \right)_0 \Delta \bar{\omega}. \quad (\text{II-29})$$

Подставив в общее уравнение динамики (I-3) выражение для линеаризованного крутящего момента турбины (II-2) и момента сопротивления на валу турбины (II-29), запишем для комплекса «ГТЗА — ВФШ»:

$$T_a \frac{d(\Delta \bar{\omega})}{dt} + \left(\frac{\partial \bar{M}_{TC}}{\partial \bar{\omega}} - \frac{\partial \bar{M}_T}{\partial \bar{\omega}} \right)_0 \Delta \bar{\omega} = \left(\frac{\partial \bar{M}_T}{\partial \bar{G}} \right)_0 \left(\frac{\partial \bar{G}}{\partial \bar{m}_{PK}} \right)_0 \Delta \bar{m}_{PK}$$

и после преобразований, аналогично выражению (II-4) для комплекса «турбина — генератор» в ГЭУ с ВФШ, запишем:

$$\frac{T_a}{\left(\frac{\partial \bar{M}_{TC}}{\partial \bar{\omega}} - \frac{\partial \bar{M}_T}{\partial \bar{\omega}}\right)_0} \frac{d(\Delta \bar{\omega})}{dt} + \Delta \bar{\omega} = \frac{\left(\frac{\partial \bar{M}_T}{\partial \bar{G}}\right)_0 \left(\frac{\partial \bar{G}}{\partial \bar{m}_{PK}}\right)_0}{\left(\frac{\partial \bar{M}_{TC}}{\partial \bar{\omega}} - \frac{\partial \bar{M}_T}{\partial \bar{\omega}}\right)_0} \Delta \bar{m}_{PK}. \quad (\text{II-30})$$

Подставляя в (II-30) выражения частных производных (II-5), (II-6), а также:

$$\left(\frac{\partial \bar{M}_{TC}}{\partial \bar{\omega}}\right)_0 = 2\bar{\omega}_0, \quad (\text{II-31})$$

получим значение коэффициента саморегулирования k_{s2} комплекса «ГТЗА — ВФШ»

$$k_{s2} = \left(\frac{\partial \bar{M}_{TC}}{\partial \bar{\omega}} - \frac{\partial \bar{M}_T}{\partial \bar{\omega}}\right)_0 = 2\bar{\omega}_0 + \bar{G}_0. \quad (\text{II-32})$$

Подставим (II-32) в (II-30) и запишем

$$\frac{T_a}{2\bar{\omega}_0 + \bar{G}_0} \frac{d(\Delta \bar{\omega})}{dt} + \Delta \bar{\omega} = \frac{(2 - \bar{\omega}_0)}{2\bar{\omega}_0 + \bar{G}_0} \left(\frac{\partial \bar{G}}{\partial \bar{m}_{PK}}\right)_0 \Delta \bar{m}_{PK}. \quad (\text{II-33})$$

Из выражения для установившегося режима работы комплекса «ГТЗА — ВФШ» $\bar{M}_{T0} = \bar{M}_{ГВ0} = \bar{G}_0(2 - \bar{\omega}_0) = \bar{\omega}_0^2$ имеем $\bar{G}_0 = \frac{\bar{\omega}_0^2}{2 - \bar{\omega}_0}$.

Подставляя последнее выражение в (II-33), получаем дифференциальное линеаризованное уравнение комплекса «ГТЗА — ВФШ» в виде

$$\frac{T_a(2 - \bar{\omega}_0)}{(4 - \bar{\omega}_0)\bar{\omega}_0} \frac{d(\Delta \bar{\omega})}{dt} + \Delta \bar{\omega} = \frac{(2 - \bar{\omega}_0)^2}{(4 - \bar{\omega}_0)\bar{\omega}_0} \left(\frac{\partial \bar{G}}{\partial \bar{m}_{PK}}\right)_0 \Delta \bar{m}_{PK}, \quad (\text{II-34})$$

в котором постоянная времени, а именно — коэффициент при производной, выражается как

$$T = \frac{T_a(2 - \bar{\omega}_0)}{(4 - \bar{\omega}_0)\bar{\omega}_0},$$

а коэффициент саморегулирования записывается:

$$k_{s2} = \left(\frac{\partial \bar{M}_{TC}}{\partial \bar{\omega}} - \frac{\partial \bar{M}_T}{\partial \bar{\omega}} \right)_0 = \frac{\bar{\omega}_0(4 - \bar{\omega}_0)}{(2 - \bar{\omega}_0)}. \quad (\text{II-35})$$

Проанализируем коэффициент саморегулирования (II-35).

Из условия статической устойчивости динамической системы (в нашем случае — комплекс «ГТЗА — ВФШ»), а именно из условия положительности на всех установившихся режимах

$$k_{s2} = \frac{\bar{\omega}_0(4 - \bar{\omega}_0)}{(2 - \bar{\omega}_0)} > 0,$$

после преобразований можно прийти к тождественному неравенству $4 > \bar{\omega}_0$, что справедливо для всех реальных значений $\bar{\omega}_0$, которые в рабочем диапазоне частот вращения ротора турбины не могут превышать значения 1,1.

Указанный результат говорит о том, что комплекс «ГТЗА — ВФШ» может управляться без регулятора частоты вращения турбины, используя статическую устойчивость рассматриваемого саморегулирующегося объекта.

Аналогично § II-1 и § II-2 проведем анализ статической устойчивости комплекса «ГТЗА — ВФШ», где турбина с регулятором частоты вращения представляет собой объект, у которого обратная связь по частоте вращения является внутренней обратной связью, обеспечивающей повышенный эффект саморегулирования этого объекта.

Из (I-20) момент выражаем

$$\bar{M}_T = \bar{M}_T(\bar{\omega}) = \frac{\bar{N}_T}{\bar{\omega}} = 10(1,1 - \bar{\omega})(2 - \bar{\omega}).$$

Частные производные для определения коэффициентов линеаризованного дифференциального уравнения комплекса «ГТЗА — ВФШ» с турбиной, оснащенной РЧВ, аналогично уравнению комплекса «ГТЗА — ВРШ» в § II-2, запишем:

$$\left(\frac{\partial \bar{M}_T}{\partial \bar{\omega}} \right)_0 = -31 + 20\bar{\omega}_0, \quad \text{см. (II-13)}$$

$$\left(\frac{\partial \bar{M}_T}{\partial \bar{G}} \right)_0 = 2 - \bar{\omega}_0. \quad \text{см. (II-6)}$$

Подставляя (II-13), (II-6) и (II-31) в (II-30), запишем:

$$\frac{T_a}{(2\bar{\omega}_0 + 31 - 20\bar{\omega}_0)} \frac{d(\Delta\bar{\omega})}{dt} + \Delta\bar{\omega} = \frac{\left(\frac{\partial \bar{M}_T}{\partial \bar{G}} \right)_0 \left(\frac{\partial \bar{G}}{\partial \bar{m}_{PK}} \right)_0}{(2\bar{\omega}_0 + 31 - 20\bar{\omega}_0)} \Delta\bar{m}_{PK}, \quad (\text{II-36})$$

в котором постоянная времени, а именно — коэффициент при производной, выражается как

$$T = \frac{T_a}{(2\bar{\omega}_0 + 31 - 20\bar{\omega}_0)},$$

а коэффициент саморегулирования имеет выражение:

$$k_{s2p} = \left(\frac{\partial \bar{M}_{TC}}{\partial \bar{\omega}} - \frac{\partial \bar{M}_T}{\partial \bar{\omega}} \right)_0 = (2\bar{\omega}_0 + 31 - 20\bar{\omega}_0). \quad (\text{II-37})$$

Приняв расходную характеристику парового клапана линейной, т. е. $\bar{G} = \bar{G}^*(\bar{m}_{PK}) = \bar{m}_{PK}$, учитывая $\left(\frac{\partial \bar{G}}{\partial \bar{m}_{PK}} \right)_0 = 1$, запишем уравнение (II-36) в виде:

$$\frac{T_a}{(2\bar{\omega}_0 + 31 - 20\bar{\omega}_0)} \frac{d(\Delta\bar{\omega})}{dt} + \Delta\bar{\omega} = \frac{(2 - \bar{\omega}_0)}{(2\bar{\omega}_0 + 31 - 20\bar{\omega}_0)} \Delta\bar{m}_{PK}. \quad (\text{II-38})$$

§ II-4. Динамическая равноустойчивость САР частоты вращения ротора турбины как критерий выбора вида расходной характеристики...

Проанализируем коэффициент саморегулирования для турбины с регулятором.

Чтобы объект регулирования (в нашем случае — комплекс «ГТЗА — ВФШ» с регулятором частоты вращения турбины) был статически устойчив, коэффициент саморегулирования (II-37) должен иметь положительное значение:

$$k_{s2p} = (2\bar{\omega}_0 + 31 - 20\bar{\omega}_0) > 0. \quad (\text{II-39})$$

Из графиков на рис. II-2 видно, что значения коэффициента саморегулирования k_{s2} в рабочем диапазоне частоты вращения $0 < \bar{\omega}_0 < 1,1$ лежат в области $\approx (2,75...3,5)$, а значения коэффициента k_{s2p} располагаются в пределах $\approx (11,25...12$ и более).

Полученные в настоящем параграфе результаты говорят о том, что комплекс «ГТЗА — ВФШ», имея положительные значения коэффициента саморегулирования, статически устойчив как без регулятора частоты вращения, так, и, тем более, с регулятором частоты вращения турбины.

Вывод: Из результатов анализа статической устойчивости комплекса «ГТЗА — ВФШ» следует, что указанный комплекс во всем рабочем диапазоне частот вращения статически устойчив, имея положительные значения коэффициента саморегулирования на всех установившихся режимах комплекса.

§ II-4. ДИНАМИЧЕСКАЯ РАВНОУСТОЙЧИВОСТЬ САР ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ РОТОРА ТУРБИНЫ КАК КРИТЕРИЙ ВЫБОРА ВИДА РАСХОДНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕГУЛИРУЮЩЕГО ПАРОВОГО КЛАПАНА

Как отмечалось в § I-3, расходная характеристика регулирующего парового клапана турбины сказывается существенным образом на таком важном качестве управления турбиной, как динамическая устойчивость системы регулирования частоты вращения ротора турбины.

В § II-1, § II-2 и § II-3 рассматривался вопрос статической устойчивости трех видов судовых главных паротурбинных установок, а именно — комплексов «турбина — генератор», «ГТЗА — ВРШ» и «ГТЗА — ВФШ».

Далее проведем анализ динамической устойчивости САР частоты вращения ротора турбины указанных комплексов и выявим степень влияния формы расходной характеристики парового клапана на динамическую устойчивость систем регулирования.

Для этого примем к рассмотрению четыре вида интерполяций расходных характеристик, главным образом используемые для реализации в конструкциях регулирующих клапанов судовых паровых турбин:

- линейный вид $\bar{G} = \bar{m}_{\text{РК}}$,
- вид квадратичной зависимости $\bar{G} = \bar{m}_{\text{РК}}^2$,
- вид степенной функции $\bar{G} = \bar{m}_{\text{РК}}^{3/2}$,
- вид, интерполируемый зависимостью $\bar{G} = 0,5 + 0,514 \sin(2,86\bar{m}_{\text{РК}} - 1,5)$.

На рис. II-3 представлены графические отображения приведенных выше расходных характеристик.

Для упрощения необходимых расчетов, иллюстрирующих результаты анализа, примем допущение, что система регулирования частоты вращения строится как замкнутый контур с двумя инерционностями:

- инерционность регулятора,
- инерционность вращающихся масс ротора турбины и присоединенных к нему дополнительных масс.

Из практики проектирования систем регулирования судовых паровых турбин примем, что время разгона ротора турбины,

определяемое как $T_a = \frac{J\omega_{\text{НОМ}}}{M_{\text{ТНОМ}}}$, составляет $T_a = 5$ с, а постоянная времени регулятора частоты вращения составляет $T_{\text{рег}} = 0,5$ с, коэффициент передачи регулятора был принят ранее (I-16): $k_{\text{рег}} = 10$.

§ II-4. Динамическая равноустойчивость САР частоты вращения ротора турбины как критерий выбора вида расходной характеристики...

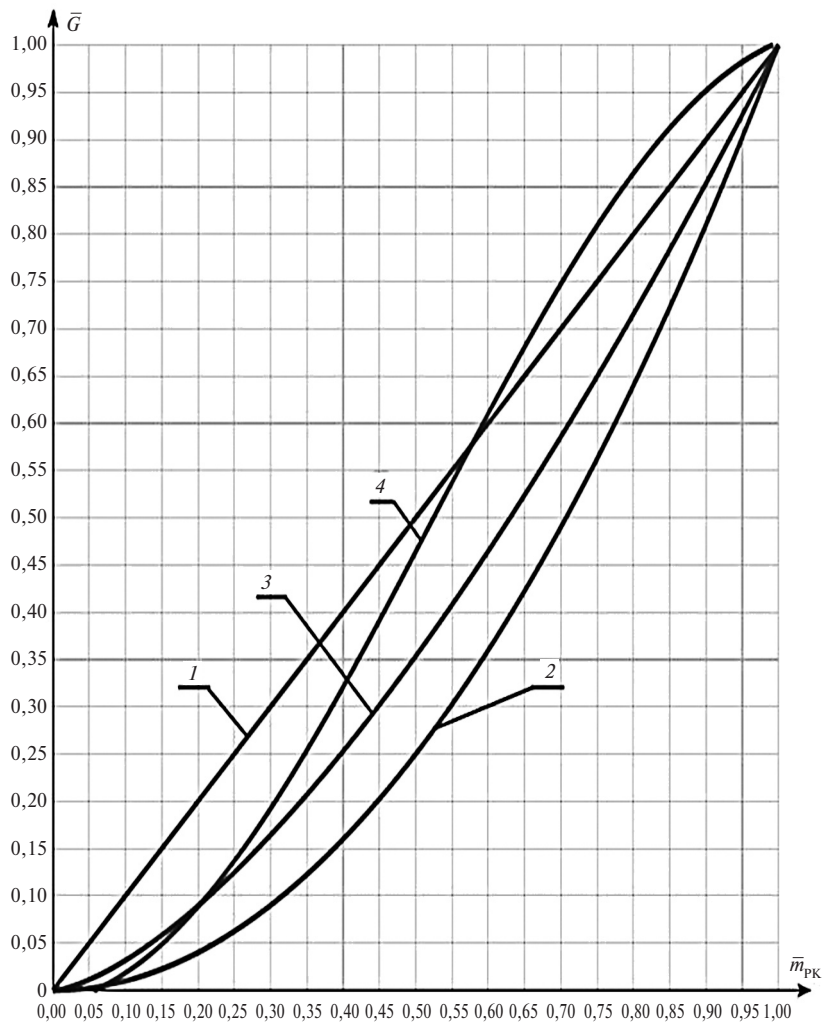


Рис. II-3. Графические отображения интерполяций расходных характеристик парового клапана:

1 — линейный вид $\bar{G} = \bar{m}_{PK}$; 2 — вид квадратичной зависимости $\bar{G} = \bar{m}_{PK}^2$; 3 — вид степенной функции $\bar{G} = \bar{m}_{PK}^{3/2}$; 4 — вид зависимости $\bar{G} = 0,5 + 0,514 \sin(2,86\bar{m}_{PK} - 1,5)$

**§ II-4.1. АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКОЙ
УСТОЙЧИВОСТИ САР ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ
РОТОРА ТУРБИНЫ И ВЫБОР ВИДА РАСХОДНОЙ
ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕГУЛИРУЮЩЕГО
ПАРОВОГО КЛАПАНА КОМПЛЕКСА
«ТУРБИНА — ГЕНЕРАТОР» В ГЭУ С ВФШ**

Обратимся к дифференциальному уравнению (II-4):

$$\frac{T_a}{\left(\frac{\partial \bar{M}_{TC}}{\partial \bar{\omega}} - \frac{\partial \bar{M}_T}{\partial \bar{\omega}}\right)_0} \frac{d(\Delta \bar{\omega})}{dt} + \Delta \bar{\omega} = \frac{\left(\frac{\partial \bar{M}_T}{\partial \bar{G}}\right)_0 \left(\frac{\partial \bar{G}}{\partial \bar{m}_{PK}}\right)_0}{\left(\frac{\partial \bar{M}_{TC}}{\partial \bar{\omega}} - \frac{\partial \bar{M}_T}{\partial \bar{\omega}}\right)_0} \Delta \bar{m}_{PK},$$

в котором постоянная времени:

$$\frac{T_a}{\left(\frac{\partial \bar{M}_{TC}}{\partial \bar{\omega}} - \frac{\partial \bar{M}_T}{\partial \bar{\omega}}\right)_0} = T, \quad (\text{II-40})$$

а общий коэффициент передачи

$$\frac{\left(\frac{\partial \bar{M}_T}{\partial \bar{G}}\right)_0 \left(\frac{\partial \bar{G}}{\partial \bar{m}_{PK}}\right)_0}{\left(\frac{\partial \bar{M}_{TC}}{\partial \bar{\omega}} - \frac{\partial \bar{M}_T}{\partial \bar{\omega}}\right)_0} = k_T. \quad (\text{II-41})$$

Подставив в (II-40) и (II-41) значения частных производных из (II-5), (II-6), (II-7) и (II-11)

$$\left(\frac{\partial \bar{M}_T}{\partial \bar{\omega}}\right)_0 = -\bar{G}_0,$$

§ II-4. Динамическая равноустойчивость САР частоты вращения ротора турбины как критерий выбора вида расходной характеристики...

$$\begin{aligned}\left(\frac{\partial \bar{M}_T}{\partial \bar{G}}\right)_0 &= 2 - \bar{\omega}_0, \\ \left(\frac{\partial \bar{M}_{TC}}{\partial \bar{\omega}}\right)_0 &= \frac{\partial(\bar{N}_{TC} / \bar{\omega})_0}{\partial \bar{\omega}} = \left(-\bar{N}_{TC} \frac{1}{\bar{\omega}^2}\right)_0, \\ \bar{G} &= \frac{\bar{N}_{TC}}{\bar{\omega}(2 - \bar{\omega})},\end{aligned}$$

получим:

$$T = \frac{T_a \bar{\omega}_0^2 (2 - \bar{\omega}_0)}{\bar{N}_{TC0} 2(\bar{\omega}_0 - 1)}; \quad (\text{II-42})$$

$$k_T = \frac{(2 - \bar{\omega}_0) \left(\frac{\partial \bar{G}}{\partial \bar{m}_{PK}}\right)_0}{\bar{N}_{TC0} \frac{2(\bar{\omega}_0 - 1)}{\bar{\omega}_0^2 (2 - \bar{\omega}_0)}} = k_p k_{PK}, \quad (\text{II-43})$$

где

$$k_p = \frac{(2 - \bar{\omega}_0)}{\bar{N}_{TC0} \frac{2(\bar{\omega}_0 - 1)}{\bar{\omega}_0^2 (2 - \bar{\omega}_0)}}, \quad (\text{II-44})$$

$$k_{PK} = \left(\frac{\partial \bar{G}}{\partial \bar{m}_{PK}}\right)_0. \quad (\text{II-45})$$

При этом структурную схему САР частоты вращения, построенную на основе линеаризованных дифференциальных уравнений звеньев системы, можно представить схемой на рис. II-4.

Представляет интерес характер изменения значений k_p и T в нелинейной системе автоматического регулирования в точках установившегося равновесия комплекса «турбина — генератор», совокупность которых представляет собой регуляторную характеристику (см. рис. I-I0).

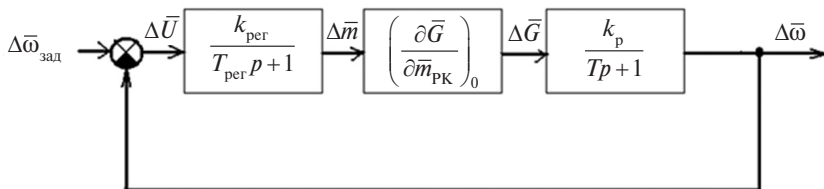


Рис. II-4. Структурная схема САР частоты вращения ротора в комплексе «турбина — генератор» при работе ГЭУ в режиме постоянства мощности

В таблице II-1 рассчитаны значения $k_p(\bar{\omega}_0)$ и $T(\bar{\omega}_0)$ для точек установившихся режимов комплекса «турбина — генератор» на моментной регуляторной характеристике $\bar{M}_{TC0} = \bar{M}_{T0} = \bar{M}_{T0} = 10(1,1 - \bar{\omega}_0)(2 - \bar{\omega}_0)$, полученной из мощностной характеристики (I-20), при линейной расходной характеристике регулирующего клапана $\bar{G} = \bar{G}^*(\bar{m}_{ПК}) = \bar{m}_{ПК}$.

Таблица II-1

$\bar{\omega}_0$	$\bar{M}_{TC0} = 10(1,1 - \bar{\omega}_0)(2 - \bar{\omega}_0)$	$T = \frac{T_a \bar{\omega}_0 (2 - \bar{\omega}_0)}{\bar{M}_{TC0} 2(\bar{\omega}_0 - 1)}$	$k_p = \frac{\bar{\omega}_0 (2 - \bar{\omega}_0)^2}{\bar{M}_{TC0} 2(\bar{\omega}_0 - 1)}$	$k_{ПК} = \left(\frac{\partial \bar{G}}{\partial \bar{m}_{ПК}} \right)_0$
1,00	1,00	—	—	1
1,01	0,89	279,97	55,43	1
1,02	0,78	154,94	30,37	1
1,03	0,68	119,89	23,26	1
1,04	0,58	104,83	20,13	1
1,05	0,48	104,74	19,90	1
1,06	0,38	109,60	20,61	1
1,07	0,28	124,39	23,14	1
1,08	0,18	163,94	30,17	1
1,09	0,09	302,53	55,06	1
1,10	0	—	—	1

§ II-4. Динамическая равноустойчивость САР частоты вращения ротора турбины как критерий выбора вида расходной характеристики...

Как видно из рис. II-5, в диапазоне рабочих режимов ($1,1 > \bar{\omega}_0 > 1$) зависимости T и k_p от $\bar{\omega}_0$ на установившихся режимах являются нелинейными (носят параболический характер).

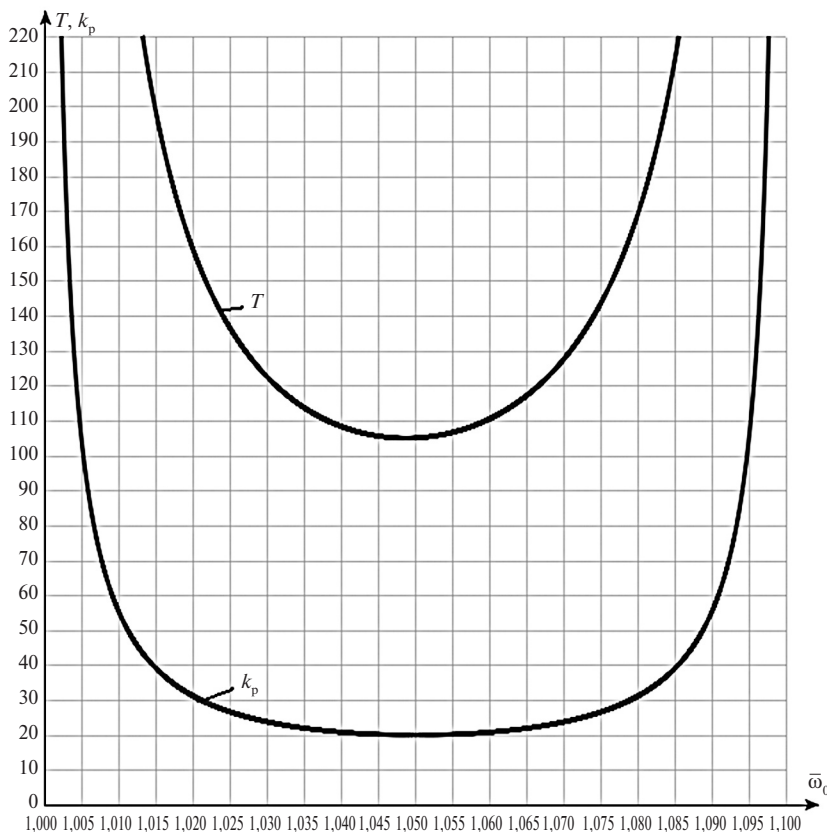


Рис. II-5. Графики для k_p и T на точках регуляторной характеристики

Из теории регулирования [1] известно, что увеличение постоянной времени T объекта регулирования (комплекса «турбина — генератор») благоприятно сказывается на устойчивости САР, а увеличение коэффициента передачи k_p объекта регулирования

ухудшает устойчивость. Оценку суммарного влияния изменений T и k_p на степень устойчивости САР частоты вращения ротора турбины проведем ниже по результатам расчета логарифмической амплитудно-частотной характеристики (ЛАЧХ) линейризованной САР.

Рассчитаем для принятой структуры САР частоты вращения, изображенной на рис. II-4, запасы устойчивости по фазе на различных установившихся режимах комплекса «турбина — генератор», работающего в режиме постоянства мощности ГЭУ.

Итак, передаточная функция разомкнутой САР частоты вращения, представленной на рис. II-4, может быть записана в виде:

$$W(p) = W_{\text{рег}}(p)W_{\text{ТГ}}(p), \quad (\text{II-46})$$

где $W_{\text{рег}}(p) = \frac{10}{0,5p+1}$ — передаточная функция регулятора;

$W_{\text{ТГ}}(p) = \frac{k_p}{Tp+1}$ — передаточная функция объекта регулирования (комплекса «турбина — генератор»).

Из (II-45) $k_{\text{ПК}} = \left(\frac{\partial \bar{G}}{\partial \bar{m}_{\text{ПК}}} \right)_0$ — коэффициент передачи регулирующего клапана как звена САР (постоянной времени парового объема пренебрежем, будем считать, что регулирующий паровой клапан установлен непосредственно на корпусе турбины без промежуточного паропровода).

Модуль передаточной функции $W(p)$ выражается как:

$$\begin{aligned} A &= \text{mod} \left[W(p) = W_{\text{рег}}(p) \cdot W_{\text{ТГ}}(p) = \frac{10}{0,5p+1} \cdot k_{\text{ПК}} \cdot \frac{k_p}{Tp+1} \right] = \\ &= \text{mod} \left[\frac{10 k_{\text{ПК}} k_p (1 - 0,5Tf^2)}{(0,25f^2 + 1) [(Tf)^2 + 1]} - i \frac{10 k_{\text{ПК}} k_p f (0,5 + T)}{(0,25f^2 + 1) [(Tf)^2 + 1]} \right]. \quad (\text{II-47}) \end{aligned}$$

§ II-4. Динамическая равноустойчивость САР частоты вращения ротора турбины как критерий выбора вида расходной характеристики...

Аргумент передаточной функции $W(p)$ выражается как:

$$\begin{aligned}\varphi &= \arg \left[W(p) = W_{\text{пер}}(p) \cdot W_{\text{тг}}(p) = \frac{10}{0,5p+1} \cdot k_{\text{ПК}} \cdot \frac{k_p}{Tp+1} \right] = \\ &= -\arctg(0,5f) - \arctg(Tf). \quad (\text{II-48})\end{aligned}$$

ЛАЧХ передаточной функции $W(p)$, учитывая (II-47), запишем:

$$\begin{aligned}La &= 20 \lg \text{mod} \left(\frac{10}{0,5p+1} \cdot k_{\text{ПК}} \cdot \frac{k_p}{Tp+1} \right) = \\ &= 20 \lg(10 \cdot k_{\text{ПК}} \cdot k_p) - 20 \lg \sqrt{0,25f^2 + 1} - 20 \lg \sqrt{T^2f^2 + 1}. \quad (\text{II-49})\end{aligned}$$

В таблицу II-2 сведен расчет частот среза $f_{\text{ср}}$ ЛАЧХ (значения частоты f , при которой $La = 0$) системы регулирования комплекса «турбина — генератор» при линейной расходной характеристике клапана $\bar{G} = \bar{m}_{\text{ПК}}$ на каждом из рассмотренных установившихся режимов по $\bar{\omega}_0$, а также значения аргумента — фазо-частотной характеристики (ФЧХ) системы $\varphi_{\text{ср}}$ на частотах среза ЛАЧХ и запасы устойчивости САР $\varphi_{\text{зап}}$ на этих режимах.

Для изучения влияния формы кривой расходной характеристики регулирующего клапана турбины на запасы устойчивости САР частоты вращения комплекса «турбина — генератор» в таблицу II-3 сведен расчет частот среза $f_{\text{ср}}$ ЛАЧХ и запасов устойчивости по фазе системы регулирования комплекса «турбина — генератор» при квадратичной расходной характеристике клапана $\bar{G} = \bar{m}_{\text{ПК}}^2$, в таблицу II-4 сведен расчет при степенной интерполяции функции $\bar{G} = \bar{m}_{\text{ПК}}^{3/2}$, а в таблицу II-5 — расчет при интерполяции расходной характеристики клапана зависимостью $\bar{G} = 0,5 + 0,514 \sin(2,86\bar{m}_{\text{ПК}} - 1,5)$.

**Глава II. Определение вида расходных характеристик
регулирующих клапанов турбин судовых паротурбинных установок**

Расчетные формулы	Значения		
$\bar{\omega}_0$	1,01	1,02	
$\bar{M}_{TC0} = 10(1,1 - \bar{\omega}_0)(2 - \bar{\omega}_0)$	0,89	0,78	
$T = \frac{T_a \bar{\omega}_0 (2 - \bar{\omega}_0)}{\bar{M}_{TC0} 2(\bar{\omega}_0 - 1)}$	279,97	154,94	
$k_p = \frac{\bar{\omega}_0 (2 - \bar{\omega}_0)^2}{\bar{M}_{TC0} 2(\bar{\omega}_0 - 1)}$	55,43	30,37	
$k_{PK} = \left(\frac{\partial \bar{G}}{\partial \bar{m}_{PK}} \right)_0$	1	1	
f_{cp}, c^{-1}	1,56	1,549	
$\Phi_{cp} = \left(\frac{360}{6,28} \right) \cdot \left[-\arctg(0,5 f_{cp}) - \arctg(T f_{cp}) \right], \text{ град.}$	-127,89	-127,58	
$\Phi_{зап} = \left -180 - \Phi_{cp} \right , \text{ град.}$	52,11	52,42	

§ II-4. Динамическая равноустойчивость САР частоты вращения ротора турбины как критерий выбора вида расходной характеристики...

Таблица II-2. $\bar{G} = \bar{m}_{PK}$

Значения							
1,03	1,04	1,05	1,06	1,07	1,08	1,09	
0,68	0,58	0,48	0,38	0,28	0,18	0,09	
119,89	104,83	104,74	109,60	124,39	163,94	302,53	
23,26	20,13	19,90	20,61	23,14	30,17	55,06	
1	1	1	1	1	1	1	
1,538	1,526	1,515	1,503	1,493	1,48	1,467	
-127,31	-127,05	-126,85	-126,64	-126,50	-126,33	-126,20	
52,69	52,95	53,15	53,36	53,50	53,67	53,81	

**Глава II. Определение вида расходных характеристик
регулирующих клапанов турбин судовых паротурбинных установок**

Расчетные формулы	Значения		
$\bar{\omega}_0$	1,01	1,02	
$\bar{M}_{TC0} = [10(1,1 - \bar{\omega}_0)]^2 (2 - \bar{\omega}_0)$	0,80	0,63	
$T = \frac{T_a \bar{\omega}_0 (2 - \bar{\omega}_0)}{\bar{M}_{TC0} 2(\bar{\omega}_0 - 1)}$	309,97	194,92	
$k_p = \frac{\bar{\omega}_0 (2 - \bar{\omega}_0)^2}{\bar{M}_{TC0} 2(\bar{\omega}_0 - 1)}$	61,37	38,20	
$k_{PK} = \left(\frac{\partial \bar{G}}{\partial \bar{m}_{PK}} \right)_0 = 2 \cdot 10 \cdot (1,1 - \bar{\omega}_0)$	1,8	1,6	
f_{cp}, c^{-1}	2,32	2,14	
$\varphi_{cp} = \left(\frac{360}{6,28} \right) \cdot \left[-\arctg(0,5f_{cp}) - \arctg(Tf_{cp}) \right], \text{ град.}$	-136,88	-134,12	
$\varphi_{зап} = \left -180 - \varphi_{cp} \right , \text{ град.}$	40,72	43,12	

§ II-4. Динамическая равноустойчивость САР частоты вращения ротора турбины как критерий выбора вида расходной характеристики...

Таблица II-3. $\bar{G} = \bar{m}_{PK}^2$

Значения							
1,03	1,04	1,05	1,06	1,07	1,08	1,09	
0,48	0,35	0,24	0,15	0,08	0,04	0,01	
174,84	179,71	209,48	274,01	422,92	839,59	3025,30	
33,92	34,50	39,80	51,51	78,66	154,48	550,60	
1,4	1,2	1	0,8	0,6	0,4	0,2	
1,95	1,74	1,51	1,27	1,00	0,70	0,36	
-130,89	-126,94	-122,29	-116,44	-109,12	-100,15	-139,28	
45,88	49,11	53,06	57,71	63,56	70,88	79,85	

**Глава II. Определение вида расходных характеристик
регулирующих клапанов турбин судовых паротурбинных установок**

Расчетные формулы	Значения		
$\bar{\omega}_0$	1,01	1,02	
$\bar{M}_{TC0} = [10(1,1 - \bar{\omega}_0)]^{3/2} \cdot (2 - \bar{\omega}_0)$	0,85	0,70	
$T = \frac{T_a \bar{\omega}_0 (2 - \bar{\omega}_0)}{\bar{M}_{TC0} 2(\bar{\omega}_0 - 1)}$	294,97	174,93	
$k_p = \frac{\bar{\omega}_0 (2 - \bar{\omega}_0)^2}{\bar{M}_{TC0} 2(\bar{\omega}_0 - 1)}$	58,40	34,29	
$k_{PK} = \left(\frac{\partial \bar{G}}{\partial \bar{m}_{PK}} \right)_0 = 1,5 \cdot \sqrt{10(1,1 - \bar{\omega}_0)}$	1,42	1,34	
f_{cp}, c^{-1}	1,99	1,90	
$\varphi_{cp} = \left(\frac{360}{6,28} \right) \cdot \left[-\arctg(0,5f_{cp}) - \arctg(Tf_{cp}) \right], \text{ град.}$	-134,83	-133,43	
$\varphi_{зап} = \left -180 - \varphi_{cp} \right , \text{ град.}$	45,17	46,57	

§ II-4. Динамическая равноустойчивость САР частоты вращения ротора турбины как критерий выбора вида расходной характеристики...

Таблица II-4. $\bar{G} = \bar{m}_{PK}^{3/2}$

Значения							
1,03	1,04	1,05	1,06	1,07	1,08	1,09	
0,57	0,45	0,34	0,24	0,15	0,08	0,03	
144,87	139,78	144,64	174,37	228,87	372,60	957,18	
28,10	26,84	27,48	32,78	42,57	68,56	174,21	
1,25	1,16	1,06	0,95	0,82	0,67	0,47	
1,80	1,70	1,58	1,45	1,28	1,08	0,79	
-131,83	-130,19	-128,12	-125,78	-122,49	-118,29	-111,53	
48,17	49,81	51,88	54,22	57,51	61,71	68,47	

**Глава II. Определение вида расходных характеристик
регулирующих клапанов турбин судовых паротурбинных установок**

Расчетные формулы	Значения		
$\bar{\omega}_0$	1,01	1,02	
$\bar{M}_{TC0} = \{0,5 + 0,514 \sin[28,6(1,1 - \bar{\omega}_0) - 1,5]\} \cdot (2 - \bar{\omega}_0)$	0,94	0,85	
$T = \frac{T_a \bar{\omega}_0 (2 - \bar{\omega}_0)}{\bar{M}_{TC0} 2(\bar{\omega}_0 - 1)}$	264,97	144,94	
$k_p = \frac{\bar{\omega}_0 (2 - \bar{\omega}_0)^2}{\bar{M}_{TC0} 2(\bar{\omega}_0 - 1)}$	52,46	28,41	
$k_{PK} = \left(\frac{\partial \bar{G}}{\partial \bar{m}_{PK}} \right)_0 = 1,47 \cos[28,6(1,1 - \bar{\omega}_0) - 1,5]$	1,42	1,34	
$f_{cp}, \text{ c}^{-1}$	1,99	1,9	
$\varphi_{cp} = \left(\frac{360}{6,28} \right) \cdot [-\arctg(0,5 f_{cp}) - \arctg(T f_{cp})], \text{ град.}$	-134,82	-133,39	
$\varphi_{зап} = -180 - \varphi_{cp} , \text{ град.}$	45,18	46,61	

§ II-4. Динамическая равноустойчивость САР частоты вращения ротора турбины как критерий выбора вида расходной характеристики...

Таблица II-5. $\bar{G} = 0,5 + 0,514 \sin(2,86\bar{m}_{PK} - 1,5)$

Значения							
1,03	1,04	1,05	1,06	1,07	1,08	1,09	
0,72	0,59	0,44	0,30	0,18	0,08	0,02	
109,90	104,83	109,73	134,51	194,04	377,57	1646,55	
21,32	20,13	20,85	25,29	36,09	69,47	299,67	
1,25	1,16	1,06	0,95	0,82	0,67	0,47	
1,8	1,7	1,58	1,45	1,28	1,08	0,79	
-131,76	-130,11	-128,04	-125,71	-122,45	-118,38	-111,57	
48,24	49,89	51,96	54,29	57,55	61,62	68,43	

Из рис. II-6 видно, что в зависимости от мощностного режима работы комплекса «турбина — генератор» запасы устойчивости $\Phi_{\text{зап}} (\bar{\omega}_0)$ изменяются, причем при квадратичной расходной характеристике запасы изменяются в достаточно большом диапазоне: от 40 до 80 градусов.

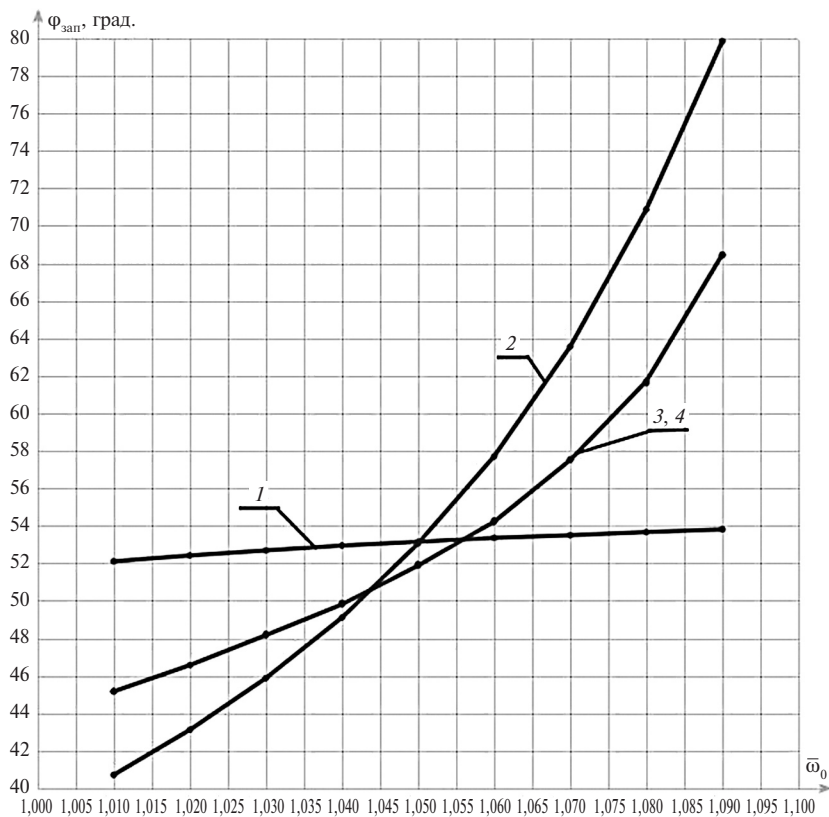


Рис. II-6. Запасы устойчивости по фазе САР частоты вращения турбины в комплексе «турбина — генератор» в ГЭУ с ВФШ, работающим с комплексом в режиме постоянства мощности, при различных расходных характеристиках парового клапана:

$$1 - \bar{G} = \bar{m}_{\text{ПК}}; \quad 2 - \bar{G} = \bar{m}_{\text{ПК}}^2; \quad 3 - \bar{G} = \bar{m}_{\text{ПК}}^{3/2}; \\ 4 - \bar{G} = 0,5 + 0,514 \sin(2,86\bar{m}_{\text{ПК}} - 1,5)$$

§ II-4. Динамическая равноустойчивость САР частоты вращения ротора турбины как критерий выбора вида расходной характеристики...

При линейной расходной характеристике парового клапана запасы устойчивости изменяются относительно мало: от 52 до 54 градусов. Запасы устойчивости для характеристик клапана $\bar{G} = \bar{m}_{\text{рк}}^{3/2}$ и $\bar{G} = 0,5 + 0,514 \sin(2,86\bar{m}_{\text{рк}} - 1,5)$ имеют практически совпадающие значения и занимают промежуточное положение, изменяясь больше, чем при линейной расходной характеристике клапана.

При этом для линейной расходной характеристики клапана наиболее свойственно обеспечение выравнивания запасов устойчивости САР частоты вращения ротора турбины на различных мощностных эксплуатационных режимах судовой гребной турбогенераторной установки, работающей в режимах постоянства мощности на ГЭД и винте.

Проектанты систем регулирования судовых турбин иногда отмеченное выше свойство выравнивания запасов устойчивости систем за счет выбора формы кривой расходной характеристики регулирующего клапана турбины называют процессом обеспечения равноустойчивости САР и относят требование равноустойчивости к одному из основных критериев качества разработанной системы регулирования.

По результатам расчета запасов устойчивости САР частоты вращения турбины в комплексе «турбина — генератор», работающем в режиме постоянства мощности, можно сделать следующие выводы:

1. Турбина при работе в режиме поддержания постоянства мощности на валу генератора в обязательном порядке должна быть укомплектована регулятором частоты вращения. Без регулятора динамический комплекс «турбина — генератор» находится на границе структурной устойчивости (коэффициент саморегулирования имеет нулевое значение).

2. В части выбора формы расходной характеристики парового клапана предпочтительной является линейная характеристика:

$$\bar{G} = \bar{m}_{\text{рк}},$$

вследствие того, что запасы устойчивости несущественно изменяются от режима к режиму, т. е. обеспечивается в максимальной степени выполнение критерия «равноустойчивость системы».

§ II-4.2. АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ САР ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ РОТОРА ТУРБИНЫ И ВЫБОР ВИДА РАСХОДНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕГУЛИРУЮЩЕГО ПАРОВОГО КЛАПАНА КОМПЛЕКСА «ГТЗА — ВРШ»

Обратимся к линеаризованному дифференциальному уравнению объекта регулирования — комплекса «ГТЗА — ВРШ» по выражению (II-24):

$$\begin{aligned} & \frac{T_a(2 - \bar{\omega}_0)}{(4 - \bar{\omega}_0)\bar{k}_{ГВ0}\bar{\omega}_0} \frac{d(\Delta\bar{\omega})}{dt} + \Delta\bar{\omega} = \\ & = \frac{(2 - \bar{\omega}_0)^2}{(4 - \bar{\omega}_0)\bar{k}_{ГВ0}\bar{\omega}_0} \left(\frac{\partial \bar{G}}{\partial \bar{m}_{ПК}} \right)_0 \Delta\bar{m}_{ПК} - \frac{\bar{\omega}_0(2 - \bar{\omega}_0)}{(4 - \bar{\omega}_0)\bar{k}_{ГВ0}} \Delta\bar{k}_{ГВ}; \end{aligned}$$

в котором постоянная времени дифференциального уравнения:

$$T = \frac{T_a(2 - \bar{\omega}_0)}{(4 - \bar{\omega}_0)\bar{k}_{ГВ0}\bar{\omega}_0};$$

коэффициент передачи ВРШ по шагу:

$$k_{ГВ} = \frac{\bar{\omega}_0(2 - \bar{\omega}_0)}{(4 - \bar{\omega}_0)\bar{k}_{ГВ0}};$$

коэффициент передачи турбины:

$$k_p = \frac{(2 - \bar{\omega}_0)^2}{(4 - \bar{\omega}_0)\bar{k}_{ГВ0}\bar{\omega}_0}.$$

При этом структурную схему САР частоты вращения комплекса «ГТЗА — ВРШ», построенную на основе линеаризованных

§ II-4. Динамическая равноустойчивость САР частоты вращения ротора турбины как критерий выбора вида расходной характеристики...

дифференциальных уравнений звеньев системы, по аналогии со схемой на рис. II-4, можно представить схемой на рис. II-7.

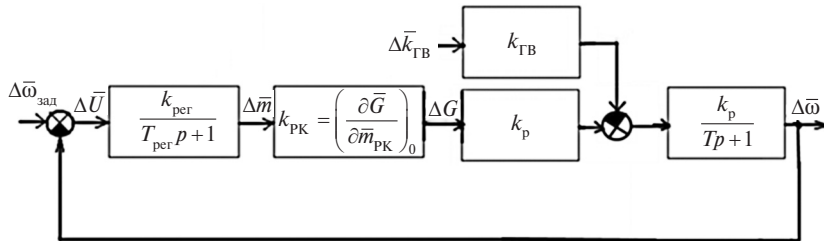


Рис. II-7. Структурная схема САР частоты вращения комплекса «ГТЗА — ВРШ»

Для структурной схемы рис. II-7, аналогично (II-49), можно записать для ЛАЧХ:

$$\begin{aligned}
 La &= 20 \lg \text{mod} \left(\frac{10}{0,5p+1} \cdot k_{\text{ПК}} \cdot \frac{k_p}{Tp+1} \right) = \\
 &= 20 \lg(10 \cdot k_{\text{ПК}} \cdot k_p) - 20 \lg \sqrt{0,25f^2 + 1} - 20 \lg \sqrt{T^2 f^2 + 1}.
 \end{aligned}$$

и для ФЧХ, аналогично (II-48):

$$\begin{aligned}
 \varphi &= \arg \left[W(p) = W_{\text{пер}}(p) W_{\text{ТГ}}(p) = \frac{10}{0,5p+1} \cdot k_{\text{ПК}} \cdot \frac{k_p}{Tp+1} \right] = \\
 &= -\arctg(0,5f) - \arctg(Tf).
 \end{aligned}$$

В таблицу II-6 сведен расчет частот среза $f_{\text{ср}}$ ЛАЧХ и запасов устойчивости по фазе системы регулирования комплекса «ГТЗА — ВРШ» при линейной расходной характеристике клапана $\bar{G} = \bar{m}_{\text{ПК}}$, в таблицу II-7 сведен расчет для $\bar{G} = \bar{m}_{\text{ПК}}^2$, в таблицу II-8 сведен расчет при степенной интерполяции функции $\bar{G} = \bar{m}_{\text{ПК}}^{3/2}$, а в таблицу II-9 — расчет при интерполяции расходной характеристики клапана зависимостью $\bar{G} = 0,5 + 0,514 \sin(2,86\bar{m}_{\text{ПК}} - 1,5)$.

**Глава II. Определение вида расходных характеристик
регулирующих клапанов турбин судовых паротурбинных установок**

Расчетные формулы	Значения		
$\bar{\omega}_0$	1,01	1,02	
$\bar{M}_{TC0} = 10(1,1 - \bar{\omega}_0)(2 - \bar{\omega}_0)$	0,89	0,78	
$\bar{k}_{ГВ0} = \frac{\bar{M}_{TC0}}{\bar{\omega}_0^2}$	0,87	0,75	
$T = \frac{T_a(2 - \bar{\omega}_0)}{(4 - \bar{\omega}_0)\bar{k}_{ГВ0}\bar{\omega}_0}$	1,88	2,14	
$k_p = \frac{(2 - \bar{\omega}_0)^2}{(4 - \bar{\omega}_0)\bar{k}_{ГВ0}\bar{\omega}_0}$	0,37	0,42	
$k_{PK} = \left(\frac{\partial \bar{G}}{\partial \bar{m}_{PK}} \right)_0$	1	1	
f_{cp}, c^{-1}	1,49	1,50	
$\varphi_{cp} = \left(\frac{360}{6,28} \right) \cdot \left[-\arctg(0,5f_{cp}) - \arctg(Tf_{cp}) \right], \text{ град.}$	-107,06	-109,50	
$\varphi_{зап} = \left -180 - \varphi_{cp} \right , \text{ град.}$	72,94	70,50	

§ II-4. Динамическая равноустойчивость САР частоты вращения ротора турбины как критерий выбора вида расходной характеристики...

Таблица II-6. $\bar{G} = \bar{m}_{PK}$

Значения							
1,03	1,04	1,05	1,06	1,07	1,08	1,09	
0,68	0,58	0,48	0,38	0,28	0,18	0,09	
0,64	0,53	0,43	0,33	0,24	0,16	0,08	
2,48	2,93	3,56	4,51	6,09	9,25	18,73	
0,48	0,56	0,68	0,85	1,13	1,70	3,41	
1	1	1	1	1	1	1	
1,50	1,49	1,49	1,49	1,48	1,48	1,47	
-111,84	-120,78	-115,97	-118,28	-120,32	-122,30	-124,24	
68,16	66,09	64,04	61,72	59,68	57,70	55,76	

**Глава II. Определение вида расходных характеристик
регулирующих клапанов турбин судовых паротурбинных установок**

Расчетные формулы	Значения		
$\bar{\omega}_0$	1,01	1,02	
$\bar{M}_{TC0} = [10(1,1 - \bar{\omega}_0)]^2 (2 - \bar{\omega}_0)$	0,80	0,63	
$\bar{k}_{TB0} = \frac{\bar{M}_{TC0}}{\bar{\omega}_0^2}$	0,79	0,60	
$T = \frac{T_a(2 - \bar{\omega}_0)}{(4 - \bar{\omega}_0)\bar{k}_{TB0}\bar{\omega}_0}$	2,09	2,67	
$k_p = \frac{(2 - \bar{\omega}_0)^2}{(4 - \bar{\omega}_0)\bar{k}_{TB0}\bar{\omega}_0}$	0,41	0,52	
$k_{PK} = \left(\frac{\partial \bar{G}}{\partial \bar{m}_{PK}} \right)_0 = 2 \cdot 10 \cdot (1,1 - \bar{\omega}_0)$	1,8	1,6	
f_{cp}, c^{-1}	2,29	2,12	
$\varphi_{cp} = \left(\frac{360}{6,28} \right) \cdot \left[-\arctg(0,5f_{cp}) - \arctg(Tf_{cp}) \right], \text{ град.}$	-127,10	-126,73	
$\varphi_{зап} = -180 - \varphi_{cp} , \text{ град.}$	52,90	53,27	

§ II-4. Динамическая равноустойчивость САР частоты вращения ротора турбины как критерий выбора вида расходной характеристики...

Таблица II-7. $\bar{G} = \bar{m}_{PK}^2$

Значения							
1,03	1,04	1,05	1,06	1,07	1,08	1,09	
0,48	0,35	0,24	0,15	0,08	0,04	0,01	
0,45	0,32	0,22	0,13	0,07	0,03	0,01	
3,54	4,88	7,12	11,27	20,29	46,23	187,29	
0,69	0,94	1,35	2,12	3,77	8,51	34,09	
1,4	1,2	1	0,8	0,6	0,4	0,2	
1,93	1,73	1,51	1,27	1,00	0,70	0,36	
−125,71	−124,17	−121,08	−118,43	−113,72	−107,43	−99,34	
54,29	55,83	58,20	61,57	66,28	72,56	80,66	

**Глава II. Определение вида расходных характеристик
регулирующих клапанов турбин судовых паротурбинных установок**

Расчетные формулы	Значения		
$\bar{\omega}_0$	1,01	1,02	
$\bar{M}_{TC0} = [10(1,1 - \bar{\omega}_0)]^{3/2} \cdot (2 - \bar{\omega}_0)$	0,85	0,70	
$\bar{k}_{TB0} = \frac{\bar{M}_{TC0}}{\bar{\omega}_0^2}$	0,83	0,67	
$T = \frac{T_a(2 - \bar{\omega}_0)}{(4 - \bar{\omega}_0)\bar{k}_{TB0}\bar{\omega}_0}$	1,74	1,90	
$k_p = \frac{(2 - \bar{\omega}_0)^2}{(4 - \bar{\omega}_0)\bar{k}_{TB0}\bar{\omega}_0}$	0,34	0,37	
$k_{PK} = \left(\frac{\partial \bar{G}}{\partial \bar{m}_{PK}} \right)_0 = 1,5 \cdot \sqrt{10(1,1 - \bar{\omega}_0)}$	1,42	1,34	
f_{cp}, c^{-1}	1,92	1,84	
$\varphi_{cp} = \left(\frac{360}{6,28} \right) \cdot \left[-\arctg(0,5f_{cp}) - \arctg(Tf_{cp}) \right], \text{ град.}$	-118,86	-119,37	
$\varphi_{зап} = -180 - \varphi_{cp} , \text{ град.}$	61,14	60,63	

§ II-4. Динамическая равноустойчивость САР частоты вращения ротора турбины как критерий выбора вида расходной характеристики...

Таблица II-8. $\bar{G} = \bar{m}_{PK}^{3/2}$

Значения							
1,03	1,04	1,05	1,06	1,07	1,08	1,09	
0,57	0,45	0,34	0,24	0,15	0,08	0,03	
0,54	0,41	0,30	0,21	0,13	0,07	0,02	
2,19	2,66	3,48	5,00	8,30	17,90	85,80	
0,42	0,51	0,66	0,94	1,54	3,29	15,61	
1,25	1,16	1,06	0,95	0,82	0,67	0,47	
1,75	1,67	1,56	1,44	1,28	1,08	0,79	
−119,67	−120,20	−120,02	−119,57	−118,08	−115,44	−110,16	
60,33	59,80	59,98	60,43	61,92	64,56	69,84	

**Глава II. Определение вида расходных характеристик
регулирующих клапанов турбин судовых паротурбинных установок**

Расчетные формулы	Значения		
$\bar{\omega}_0$	1,01	1,02	
$\bar{M}_{TC0} = \left\{ 0,5 + 0,514 \sin \left[28,6(1,1 - \bar{\omega}_0) - 1,5 \right] \right\} \cdot (2 - \bar{\omega}_0)$	0,94	0,85	
$\bar{k}_{ГВ0} = \frac{\bar{M}_{TC0}}{\bar{\omega}_0^2}$	0,92	0,81	
$T = \frac{T_a(2 - \bar{\omega}_0)}{(4 - \bar{\omega}_0)\bar{k}_{ГВ0}\bar{\omega}_0}$	1,74	1,90	
$k_p = \frac{(2 - \bar{\omega}_0)^2}{(4 - \bar{\omega}_0)\bar{k}_{ГВ0}\bar{\omega}_0}$	0,34	0,37	
$k_{PK} = \left(\frac{\partial \bar{G}}{\partial \bar{m}_{PK}} \right)_0 = 1,47 \cos \left[28,6(1,1 - \bar{\omega}_0) - 1,5 \right]$	0,70	1,04	
f_{cp}, c^{-1}	1,075	1,52	
$\varphi_{cp} = \left(\frac{360}{6,28} \right) \cdot \left[-\arctg(0,5f_{cp}) - \arctg(Tf_{cp}) \right], \text{ град.}$	-90,17	-108,22	
$\varphi_{зап} = \left -180 - \varphi_{cp} \right , \text{ град.}$	89,83	71,78	

§ II-4. Динамическая равноустойчивость САР частоты вращения ротора турбины как критерий выбора гидростатической характеристики комплекса «ГТЗА–ВРШ»

Таблица II-9. $\bar{G} = 0,5 + 0,514 \sin(2,86\bar{m}_{PK} - 1,5)$

Значения							
1,03	1,04	1,05	1,06	1,07	1,08	1,09	
0,72	0,59	0,44	0,30	0,18	0,08	0,02	
0,68	0,54	0,40	0,27	0,16	0,07	0,01	
2,19	2,66	3,48	5,00	8,30	17,90	85,80	
0,42	0,51	0,66	0,94	1,54	3,29	15,61	
1,29	1,44	1,47	1,38	1,18	0,88	0,51	
1,79	1,95	1,97	1,88	1,67	1,365	0,85	
–117,56	–123,43	–126,33	–127,22	–125,80	–122,03	–112,30	
62,44	56,57	53,67	52,79	54,20	57,97	67,70	

На рис. II-8 представлены графики полученных расчетных зависимостей $\varphi_{\text{зап}}(\bar{\omega}_0)$.

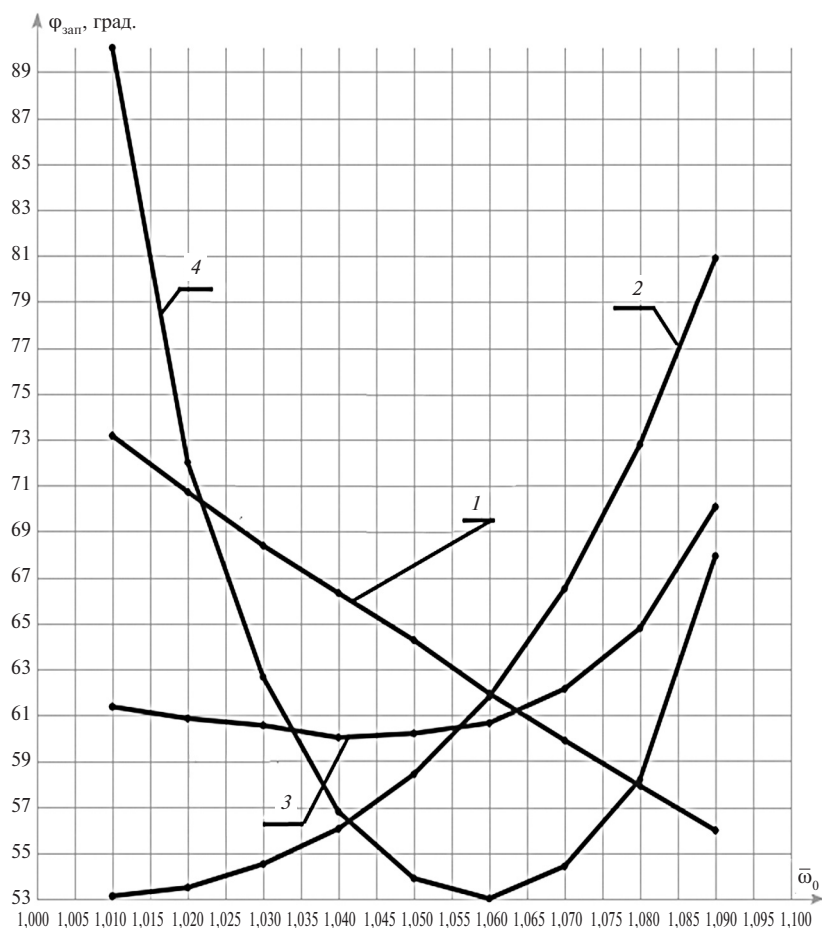


Рис. II-8. Запасы устойчивости по фазе САР частоты вращения турбины в комплексе «ГТЗА — ВРШ» при различных расходных характеристиках парового клапана:

$$\begin{aligned}
 1 - \bar{G} &= \bar{m}_{\text{ПК}}; \quad 2 - \bar{G} = \bar{m}_{\text{ПК}}^2; \quad 3 - \bar{G} = \bar{m}_{\text{ПК}}^{3/2}; \\
 4 - \bar{G} &= 0,5 + 0,514 \sin(2,86\bar{m}_{\text{ПК}} - 1,5)
 \end{aligned}$$

§ II-4. Динамическая равноустойчивость САР частоты вращения ротора турбины как критерий выбора вида расходной характеристики...

По результатам расчета запасов устойчивости САР частоты вращения турбины в комплексе «ГТЗА — ВРШ» на различных установившихся режимах, сравнивая устойчивость системы при различных расходных характеристиках парового клапана, **можно сделать вывод о предпочтительности степенной расходной характеристики парового клапана $\bar{G} = \bar{m}_{\text{PK}}^{3/2}$ вследствие того, что запасы устойчивости в меньшей степени изменяются от режима к режиму (см. рис. II-8), т. е. обеспечивается в большей степени выполнение критерия «равноустойчивость системы».**

**§ II-4.3. АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКОЙ
УСТОЙЧИВОСТИ САР ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ
РОТОРА ТУРБИНЫ И ВЫБОР ВИДА РАСХОДНОЙ
ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕГУЛИРУЮЩЕГО
ПАРОВОГО КЛАПАНА КОМПЛЕКСА «ГТЗА — ВФШ»**

Обратимся к линеаризованному дифференциальному уравнению объекта регулирования — комплекса «ГТЗА — ВФШ» по выражению (II-34):

$$\frac{T_a(2 - \bar{\omega}_0)}{(4 - \bar{\omega}_0)\bar{\omega}_0} \frac{d(\Delta\bar{\omega})}{dt} + \Delta\bar{\omega} = \frac{(2 - \bar{\omega}_0)^2}{(4 - \bar{\omega}_0)\bar{\omega}_0} \left(\frac{\partial \bar{G}}{\partial \bar{m}_{\text{PK}}} \right)_0 \Delta\bar{m}_{\text{PK}}.$$

Обозначив:

$$T = \frac{T_a(2 - \bar{\omega}_0)}{(4 - \bar{\omega}_0)\bar{\omega}_0}; k_p = \frac{(2 - \bar{\omega}_0)^2}{(4 - \bar{\omega}_0)\bar{\omega}_0}; k_{\text{PK}} = \left(\frac{\partial \bar{G}}{\partial \bar{m}_{\text{PK}}} \right)_0,$$

структурную схему САР частоты вращения комплекса «ГТЗА — ВФШ», построенную на основе линеаризованных дифференциальных уравнений звеньев системы, по аналогии со схемой на рис. II-4 и рис. II-7, представим схемой на рис. II-9.

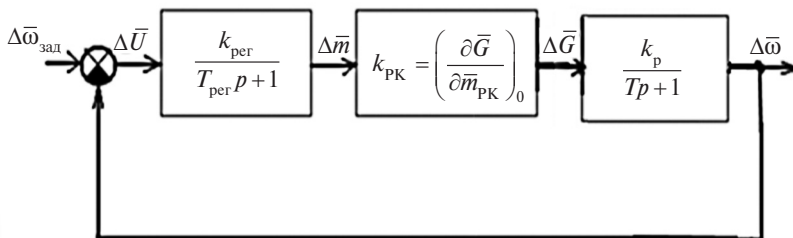


Рис. II-9. Структурная схема САР частоты вращения ротора турбины комплекса «ГТЗА — ВФШ»

Для структурной схемы рис. II-9 аналогично (II-49) можно записать для ЛАЧХ:

$$La = 20 \lg \operatorname{mod} \left(\frac{10}{0,5p + 1} \cdot k_{\text{ПК}} \cdot \frac{k_p}{Tp + 1} \right) =$$

$$= 20 \lg(10 \cdot k_{\text{ПК}} \cdot k_p) - 20 \lg \sqrt{0,25f^2 + 1} - 20 \lg \sqrt{T^2 f^2 + 1}$$

и для ФЧХ, аналогично (II-48):

$$\varphi = \arg \left[W(p) = W_{\text{рег}}(p) W_{\text{ТГ}}(p) = \frac{10}{0,5p + 1} \cdot k_{\text{ПК}} \cdot \frac{k_p}{Tp + 1} \right] =$$

$$= -\operatorname{arctg}(0,5f) - \operatorname{arctg}(Tf).$$

В таблицу II-10 сведен расчет частот среза $f_{\text{ср}}$ ЛАЧХ и запасов устойчивости по фазе системы регулирования комплекса «ГТЗА — ВРШ» для линейной расходной характеристики клапана $\bar{G} = \bar{m}_{\text{ПК}}$, в таблицу II-11 — для $\bar{G} = \bar{m}_{\text{ПК}}^2$, в таблицу II-12 — для $\bar{G} = \bar{m}_{\text{ПК}}^{3/2}$, а в таблицу II-13 — для $\bar{G} = 0,5 + 0,514 \sin(2,86\bar{m}_{\text{ПК}} - 1,5)$.

§ II-4. Динамическая равноустойчивость САР частоты вращения ротора турбины как критерий выбора вида расходной характеристики...

На рис. II-10 представлены графики полученных расчетных зависимостей $\Phi_{\text{зап}}(\bar{\omega}_0)$.

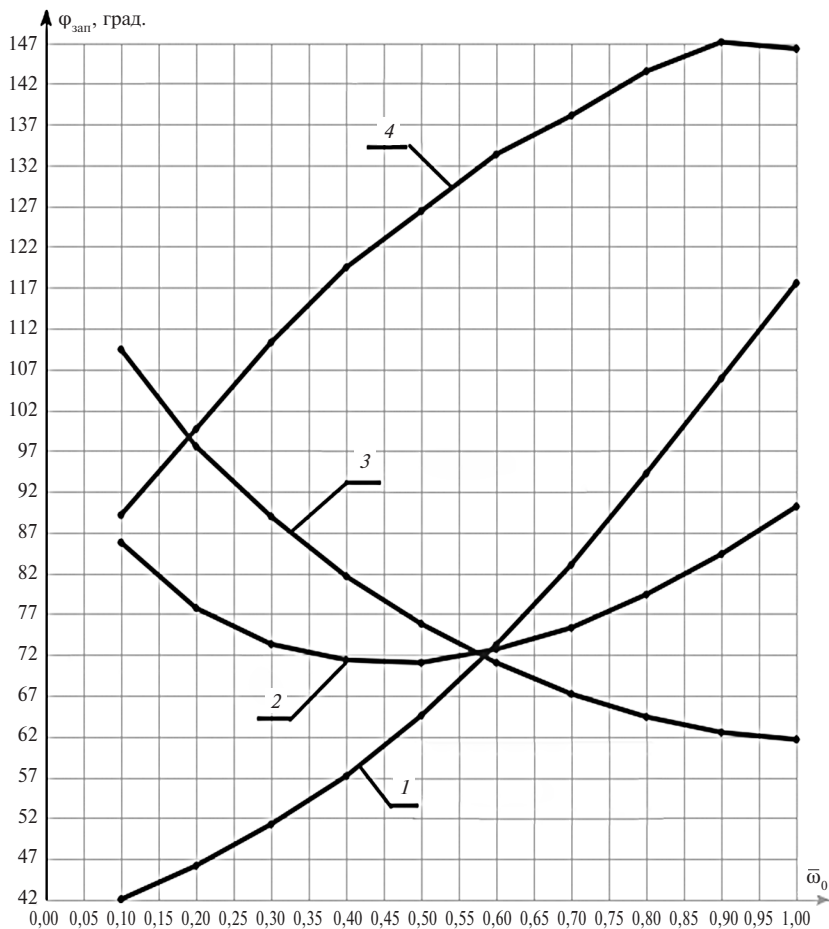


Рис. II-10. Запасы устойчивости по фазе САР частоты вращения турбины в комплексе «ГТЗА — ВФШ» при различных расходных характеристиках парового клапана:

$$1 - \bar{G} = \bar{m}_{\text{ПК}}; \quad 2 - \bar{G} = \bar{m}_{\text{ПК}}^2; \quad 3 - \bar{G} = \bar{m}_{\text{ПК}}^{3/2}; \\ 4 - \bar{G} = 0,5 + 0,514 \sin(2,86\bar{m}_{\text{ПК}} - 1,5)$$

**Глава II. Определение вида расходных характеристик
регулирующих клапанов турбин судовых паротурбинных установок**

Расчетные формулы	Значения		
$\bar{\omega}_0$	0,10	0,20	
$\bar{\omega}_{\text{зад}0} = \frac{\bar{\omega}_0(2 - 0,9\bar{\omega}_0)}{(2 - \bar{\omega}_0)}$	0,10	0,20	
$T = \frac{T_a(2 - \bar{\omega}_0)}{(4 - \bar{\omega}_0)\bar{k}_{\Gamma B0}\bar{\omega}_0}$	24,36	11,84	
$k_p = \frac{(2 - \bar{\omega}_0)^2}{(4 - \bar{\omega}_0)\bar{k}_{\Gamma B0}\bar{\omega}_0}$	9,26	4,26	
$k_{PK} = \left(\frac{\partial \bar{G}}{\partial \bar{m}_{PK}} \right)_0$	1,00	1,00	
f_{cp}, c^{-1}	2,42	2,34	
$\varphi_{cp} = \left(\frac{360}{6,28} \right) \cdot \left[-\arctg(0,5f_{cp}) - \arctg(Tf_{cp}) \right], \text{ град.}$	-137,94	-133,82	
$\varphi_{\text{зап}} = \left -180 - \varphi_{cp} \right , \text{ град.}$	42,06	46,18	

§ II-4. Динамическая равноустойчивость САР частоты вращения ротора турбины как критерий выбора вида расходной характеристики...

Таблица II-10. $\bar{G} = \bar{m}_{PK}$

	Значения							
	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00
	0,31	0,41	0,52	0,63	0,74	0,85	0,97	1,10
	7,66	5,56	4,29	3,43	2,81	2,34	1,97	1,67
	2,60	1,78	1,29	0,96	0,73	0,56	0,43	0,33
	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
	2,25	2,17	2,07	1,97	1,87	1,75	1,62	1,47
	-128,74	-122,86	-115,45	-106,77	-96,96	-85,78	-74,14	-62,45
	51,26	57,14	64,55	73,23	83,04	94,22	105,86	117,55

**Глава II. Определение вида расходных характеристик
регулирующих клапанов турбин судовых паротурбинных установок**

Расчетные формулы	Значения	
$\bar{\omega}_0$	0,10	0,20
$\bar{\omega}_{\text{зад}0} = \bar{\omega}_0 \left(1 + \frac{0,1}{\sqrt{2 - \bar{\omega}_0}} \right)$	0,11	0,21
$T = \frac{T_a (2 - \bar{\omega}_0)}{(4 - \bar{\omega}_0) \bar{k}_{\Gamma B0} \bar{\omega}_0}$	24,36	11,84
$k_p = \frac{(2 - \bar{\omega}_0)^2}{(4 - \bar{\omega}_0) \bar{k}_{\Gamma B0} \bar{\omega}_0}$	9,26	4,26
$k_{\text{ПК}} = \left(\frac{\partial \bar{G}}{\partial \bar{m}_{\text{ПК}}} \right)_0 = 2 \cdot 10 \cdot (\bar{\omega}_{\text{зад}0} - \bar{\omega}_0)$	0,15	0,30
$f_{\text{cp}}, \text{c}^{-1}$	0,548	0,968
$\varphi_{\text{cp}} = \left(\frac{360}{6,28} \right) \cdot \left[-\arctg(0,5 f_{\text{cp}}) - \arctg(T f_{\text{cp}}) \right], \text{град.}$	-94,22	-102,26
$\varphi_{\text{зап}} = \left -180 - \varphi_{\text{cp}} \right , \text{град.}$	85,78	77,74

§ II-4. Динамическая равноустойчивость САР частоты вращения ротора турбины как критерий выбора вида расходной характеристики...

Таблица II-11. $\bar{G} = \bar{m}_{PK}^2$

	Значения							
	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00
	0,32	0,43	0,54	0,65	0,76	0,87	0,99	1,10
	7,66	5,56	4,29	3,43	2,81	2,34	1,97	1,67
	2,60	1,78	1,29	0,96	0,73	0,56	0,43	0,33
	0,46	0,63	0,82	1,01	1,23	1,46	1,72	2,00
	1,302	1,575	1,81	1,99	2,15	2,27	2,37	2,44
	-106,68	-108,62	-108,95	-107,30	-104,68	-100,60	-95,67	-89,83
	73,32	71,38	71,05	72,70	75,32	79,40	84,33	90,17

**Глава II. Определение вида расходных характеристик
регулирующих клапанов турбин судовых паротурбинных установок**

Расчетные формулы	Значения	
$\bar{\omega}_0$	0,10	0,20
$\bar{\omega}_{\text{зад}0} = 0,1 \sqrt[1,5]{\frac{\bar{\omega}_0^2}{\sqrt{2 - \bar{\omega}_0}}} + \bar{\omega}_0$	0,10	0,20
$T = \frac{T_a(2 - \bar{\omega}_0)}{(4 - \bar{\omega}_0)\bar{k}_{\Gamma B0}\bar{\omega}_0}$	24,36	11,84
$k_p = \frac{(2 - \bar{\omega}_0)^2}{(4 - \bar{\omega}_0)\bar{k}_{\Gamma B0}\bar{\omega}_0}$	9,26	4,26
$k_{PK} = \left(\frac{\partial \bar{G}}{\partial \bar{m}_{PK}} \right)_0 = 1,5 \cdot \sqrt{10(\bar{\omega}_{\text{зад}0} - \bar{\omega}_0)}$	0,03	0,09
$f_{cp}, \text{ c}^{-1}$	0,10	0,30
$\varphi_{cp} = \left(\frac{360}{6,28} \right) \cdot \left[-\arctg(0,5f_{cp}) - \arctg(Tf_{cp}) \right], \text{ град.}$	-70,58	-82,46
$\varphi_{\text{зап}} = -180 - \varphi_{cp} , \text{ град.}$	109,42	97,54

§ II-4. Динамическая равноустойчивость САР частоты вращения ротора турбины как критерий выбора вида расходной характеристики...

Таблица II-12. $\bar{G} = \bar{m}_{PK}^{3/2}$

	Значения							
	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00
	0,30	0,41	0,51	0,62	0,73	0,85	0,97	1,10
	7,66	5,56	4,29	3,43	2,81	2,34	1,97	1,67
	2,60	1,78	1,29	0,96	0,73	0,56	0,43	0,33
	0,17	0,27	0,39	0,54	0,72	0,94	1,19	1,50
	0,53	0,78	1,02	1,25	1,47	1,67	1,85	2,00
	-91,05	-98,36	-104,19	-108,94	-112,78	-115,59	-117,49	-118,36
	88,95	81,64	75,81	71,06	67,22	64,41	62,51	61,64

**Глава II. Определение вида расходных характеристик
регулирующих клапанов турбин судовых паротурбинных установок**

Расчетные формулы	Значения	
$\bar{\omega}_0$	0,10	0,20
$\bar{\omega}_{\text{зад}0} = \frac{1}{28,6} \arcsin \left(\frac{1,946 \bar{\omega}_0^2}{2 - \bar{\omega}_0} - 0,973 \right) + 0,0524 + \bar{\omega}_0$	0,11	0,21
$T = \frac{T_a(2 - \bar{\omega}_0)}{(4 - \bar{\omega}_0) \bar{k}_{\Gamma B0} \bar{\omega}_0}$	24,36	11,84
$k_p = \frac{(2 - \bar{\omega}_0)^2}{(4 - \bar{\omega}_0) \bar{k}_{\Gamma B0} \bar{\omega}_0}$	9,26	4,26
$k_{PK} = \left(\frac{\partial \bar{G}}{\partial \bar{m}_{PK}} \right)_0 = 1,47 \cdot \cos \left[28,6(\bar{\omega}_{\text{зад}0} - \bar{\omega}_0) - 3/2 \right]$	0,13	0,15
$f_{cp}, \text{ c}^{-1}$	0,48	0,52
$\varphi_{cp} = \left(\frac{360}{6,28} \right) \cdot \left[-\arctg(0,5 f_{cp}) - \arctg(T f_{cp}) \right], \text{ град.}$	-90,86	-80,34
$\varphi_{\text{зап}} = \left -180 - \varphi_{cp} \right , \text{ град.}$	89,14	99,66

§ II-4. Динамическая равноустойчивость САР частоты вращения ротора турбины как критерий выбора вида расходной характеристики...

Таблица II-13. $\bar{G} = 0,5 + 0,514 \sin(2,86\bar{m}_{PK} - 1,5)$

Значения								
0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00	
0,32	0,42	0,53	0,64	0,74	0,85	0,97	1,10	
7,66	5,56	4,29	3,43	2,81	2,34	1,97	1,67	
2,60	1,78	1,29	0,96	0,73	0,56	0,43	0,33	
0,17	0,19	0,22	0,25	0,29	0,33	0,39	0,51	
0,54	0,56	0,59	0,60	0,625	0,621	0,633	0,73	
-69,72	-60,55	-53,65	-46,69	-41,95	-36,52	-32,93	-33,75	
110,28	119,45	126,35	133,31	138,05	143,48	147,07	146,25	

Заданные значения $\bar{\omega}_{\text{зад}0}$ рассчитаны с учетом формул (I-6), (I-15), по следующим выражениям:

- для линейной расходной характеристики

$$\bar{\omega}_{\text{зад}0} = \frac{\bar{\omega}_0(2 - 0,9\bar{\omega}_0)}{(2 - \bar{\omega}_0)};$$

- для квадратичной расходной характеристики

$$\bar{\omega}_{\text{зад}0} = \bar{\omega}_0 \left(1 + \frac{0,1}{\sqrt{2 - \bar{\omega}_0}} \right);$$

- для степенной расходной характеристики степени «3/2»

$$\bar{\omega}_{\text{зад}0} = 0,115 \sqrt{\frac{\bar{\omega}_0^2}{\sqrt{2 - \bar{\omega}_0}}} + \bar{\omega}_0;$$

- для синусоидальной расходной характеристики

$$\bar{\omega}_{\text{зад}0} = \frac{1}{28,6} \arcsin \left(\frac{1,946 \bar{\omega}_0^2}{2 - \bar{\omega}_0} - 0,973 \right) + 0,0524 + \bar{\omega}_0.$$

По результатам расчета запасов устойчивости САР частоты вращения турбины в комплексе «ГТЗА — ВФШ» на различных установившихся мощностных режимах, сравнивая устойчивость системы при линейной, квадратичной, степенной с показателем «3/2» и синусоидальной расходных характеристиках парового клапана, **можно сделать вывод о предпочтительности синусоидальной формы расходной характеристики парового клапана** $\bar{G} = 0,5 + 0,514 \sin(2,86\bar{m}_{\text{PK}} - 1,5)$ **вследствие того, что запасы устойчивости САР имеют значения бóльшие, чем в остальных рассматриваемых случаях.** Стоит отметить, что критерий «равноустойчивости» при этом выполняется в меньшей степени, чем в случае квадратичной расходной характеристики.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ к § II-4

В результате проведенного в § II-4.1, § II-4.2 и § II-4.3 выбора формы расходных характеристик регулирующих паровых клапанов, предпочтительных применительно к различным типам судовых паротурбинных установок, можно заключить:

- 1) в комплексе «турбина — генератор» ГЭУ с ВФШ в режиме поддержания постоянства мощности на валу генератора турбина в обязательном порядке должна быть укомплектована регулятором частоты вращения;
- 2) в части формы расходной характеристики паровых клапанов предпочтительными являются:
 - для турбин в ГЭУ — линейная расходная характеристика $\bar{G} = \bar{m}_{\text{PK}}$,
 - для турбин в комплексе «ГТЗА — ВРШ» — степенная расходная характеристика парового клапана $\bar{G} = \bar{m}_{\text{PK}}^{3/2}$,
 - для турбин в комплексе «ГТЗА — ВФШ» — синусоидальная форма расходной характеристики парового клапана $\bar{G} = 0,5 + 0,514 \sin(2,86\bar{m}_{\text{PK}} - 1,5)$.

Стоит отметить, что в комплексе «ГТЗА — ВФШ» критерий «равноустойчивости» при синусоидальной форме расходной характеристики выполняется в меньшей степени, чем в случае квадратичной расходной характеристики, но запасы устойчивости в целом имеют наибольшие значения.



ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПАРОВОГО КЛАПАНА И ПОДХОДЫ К РАЗРАБОТКЕ КОНСТРУКЦИИ

§ III-1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ И ВЫБОР ХОДА ШТОКА ПАРОВОГО КЛАПАНА

Получив расходные характеристики в предыдущем разделе, можно перейти к следующему этапу выполнения работ по проектированию системы парораспределения турбины, а именно — к определению основных размеров парового регулирующего клапана.

В качестве исходных данных для конструирования парового клапана принимают основные исходные требования к паротурбинной установке, используя результаты проектирования проточной части собственно турбины, то есть:

- 1) номинальные параметры пара
 - давление свежего пара $P_{\text{I ном}}$, кгс/см² (абс.),
 - температура свежего пара $t_{\text{I ном}}^{\circ}$, °C,
 - массовый расход свежего пара $G_{\text{РК ном}} = G_{\text{Т ном}} = G_{\text{ном}}$, кг/с;
- 2) требование допустимой потери давления $\Delta P_{\text{К ном}}$, кгс/см², в полностью открытом паровом клапане $\Delta P_{\text{К ном}} = P_{\text{I ном}} - P_{\text{Т ном}}$, где $P_{\text{Т ном}}$ — номинальное давление пара перед паровпускным аппаратом турбины;
- 3) внутренний диаметр $D_{\text{К}}$, м, отверстия паровпускного фланца турбины, к которому подается пар от регулирующего клапана.

Кроме того, одним из основных требований к проектированию регулирующего клапана является вид расходной характеристики клапана, которая должна быть реализована в его проточной части.

Для предварительной оценки габаритов паровой коробки, в которой должен размещаться паровой клапан, примем допущение о том, что клапан будет выполнен в виде перфорированной втулки с размещенным в ней запирающим отверстием перфорации цилиндрическим плунжером, приводимым в движение штоком парового клапана. При этом паровая коробка клапана установлена на корпусе турбины, и турбоагрегат не имеет промежуточного паропровода между паровой коробкой клапана и паровпускным фланцем в корпусе турбины. Конструкция такого регулирующего клапана представлена на рис. I-5. Подобные клапаны широко распространены в паротурбостроении, в частности реализованы во многих проектах турбоагрегатов разработки и изготовления Ленинградского Кировского завода.

Учитывая то, что в принятой конструкции клапана осуществляется поворот на 90° потока пара, а также принимая диаметр внутреннего отверстия во входном фланце паровой коробки клапана равным диаметру выходного, становится очевидным, что для минимизации потерь в полностью открытом клапане целесообразно использовать для размещения перфорации на втулке в максимальной степени внутренний объем паровой коробки, а именно — осевой размер перфорированной втулки клапана должен быть не менее диаметров входного и выходного отверстий паровой коробки клапана. В некоторых литературных источниках [6] прямо рекомендуется принимать ход клапана не менее половины диаметра входного и выходного отверстий паровой коробки клапана, т. е. $(D_K/2) \leq m_{PK\max}$ (см. рис. III-1).

При этом суммарная площадь сечения всех отверстий в перфорированной втулке должна быть максимально возможной, приближающейся к площади сечения входного (выходного) отверстий паровой коробки, а именно

$$S_{\text{вт}\Sigma} = \sum_i s_i \approx \frac{\pi D_K^2}{4}, \quad (\text{III-1})$$

где s_i — площадь сечения единичного отверстия перфорированной втулки клапана.

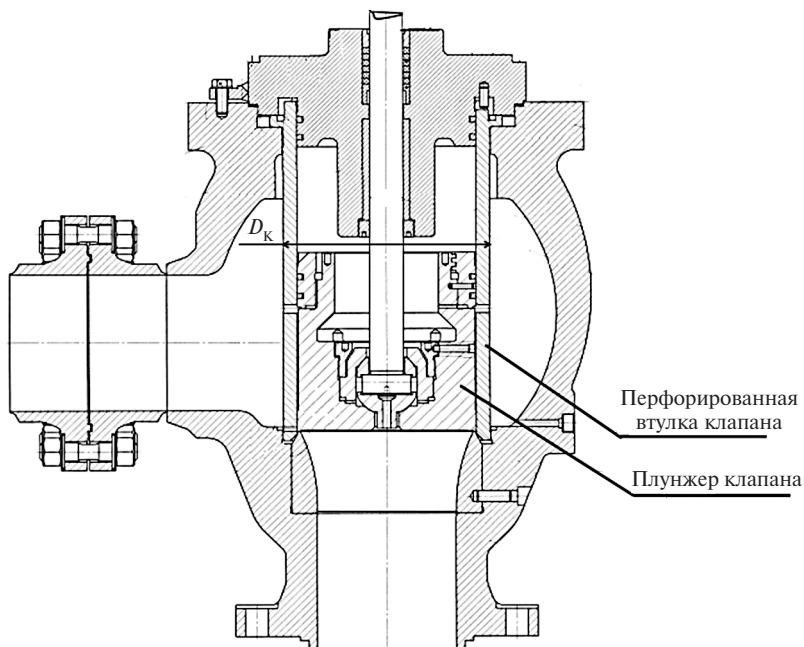


Рис. III-1. Паровая часть регулирующего клапана
с перфорированной втулкой

Для реализации заданной расходной характеристики суммарная площадь открывающихся отверстий при перемещении штока регулирующего клапана должна изменяться по закону, который должен обеспечить расход пара через клапан в соответствии с видом заданной расходной характеристики.

При прохождении пара через все отверстия перфорированной втулки полностью открытого клапана, когда расход пара через клапан должен быть максимальным, потеря давления в клапане не должна превышать заданное допустимое значение $\Delta P_{\text{Кном}}$.

Исходя из значения допустимого $\Delta P_{\text{Кном}}$, можно оценить допустимую разницу в суммарной площади сечения всех отверстий в перфорированной втулке относительно площади сечений входного (выходного) отверстия паровой коробки клапана.

Для оценочного расчета значения суммарной геометрической площади отверстий перфорированной втулки используем формулу для докритического истечения пара [2, с. 256]:

$$G = S_{\text{ВТ}} \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \left(\frac{P_1}{v_1} \right) \left[\left(\frac{P_T}{P_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_T}{P_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \quad (\text{III-2})$$

где $S_{\text{ВТ}}$ — текущее значение площади открытых перфорационных отверстий в перфорированной втулке,

k — газовый термодинамический коэффициент (для перегретого пара в нашем случае при дальнейшем изложении принято $k = 1,3$).

Примечание. Уместно отметить, что на регулирующем клапане обязательно должен быть перепад давлений (т. е. $\Delta P_K \geq 0$), т. к. при отсутствии перепада расход пара через клапан окажется равным 0, как это можно наблюдать из выражения (III-2) при достижении равенства давлений перед клапаном и перед турбиной, например при их номинальных значениях $P_1 = P_{\text{IНОМ}} = P_T = P_{\text{ТНОМ}}$. Из (III-2) видно, что чем больше будет значение корня, являющегося коэффициентом пропорциональности между G и $S_{\text{ВТ}}$, тем более действенным будет изменение $S_{\text{ВТ}}$ на изменение расхода через клапан G , т. е. тем эффективнее паровой клапан будет исполнять возлагаемую на него функцию управления паровой турбиной. Найти оптимальное значение потери давления пара на клапане при его проектировании является важной задачей, стоящей перед проектантом турбоустановки в целом, т. к. потери в клапане должны учитываться при выборе расчетной номинальной мощности главной энергетической установки судна.

Учитывая, что при управлении турбиной давление свежего пара перед регулирующим клапаном поддерживается с неравномерностью, не более 10%, а в современных астатических системах — с нулевой неравномерностью, т. е. $P_1 = P_{\text{IНОМ}}$, запишем:

$$G = S_{\text{ВТ}} \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \left(\frac{P_{\text{IНОМ}}}{v_1} \right) \left[\left(\bar{P}_T \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\bar{P}_T \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}. \quad (\text{III-3})$$

Исходя из заданного исходного значения давления пара перед регулирующим клапаном $P_{\text{Iном}}$ и заданного допустимого значения $\Delta P_{\text{к}}$ на номинальном режиме, определим давление пара на входе в турбину на номинальном режиме относительных единиц:

$$\bar{P}_{\text{Тном}} = \bar{P}_1 - \Delta \bar{P}_{\text{Кном}}. \quad (\text{III-4})$$

Тогда с учетом принятого в § I-3, п. в) значения $\Delta \bar{P}_{\text{Кном}} = 0,05$ и при $\bar{P}_1 = 1$ выражение III-4 примет вид:

$$\bar{P}_{\text{Тном}} = \bar{P}_1 - \Delta \bar{P}_{\text{Кном}} = 1 - 0,05 = 0,95. \quad (\text{III-5})$$

Полагая, что на входе в паровпускной канал турбины истечение закритическое (перепад давления на турбине существенно выше критического), можно записать соотношение между давлением пара перед турбиной и расходом пара в турбину в виде линейной зависимости, где δ — коэффициент пропорциональности:

$$G_{\text{Т}} = \delta P_{\text{Т}}. \quad (\text{III-6})$$

Для номинального режима запишем

$$G_{\text{Тном}} = \delta P_{\text{Тном}} = \delta(P_{\text{Iном}} - \Delta P_{\text{Кном}}).$$

Разделив правые и левые части последних двух уравнений друг на друга, получим

$$\frac{G_{\text{Т}}}{G_{\text{Тном}}} = \frac{P_{\text{Т}}}{P_{\text{Iном}} - \Delta P_{\text{Кном}}},$$

и после домножения числителя и знаменателя на $P_{\text{Iном}}$, получим в о. е.

$$\bar{G}_{\text{Т}} = \frac{\bar{P}_{\text{Т}}}{1 - 0,05} = \frac{\bar{P}_{\text{Т}}}{0,95} = \bar{G}. \quad (\text{III-7})$$

§ III-1. Определение основных размеров и выбор хода штока парового клапана

С учетом потери давления на клапане, т. е. при $\bar{P}_{\text{ТНОМ}} = 0,95$, расход пара в турбину составит: $\bar{G}_{\text{ТНОМ}} = 1$.

Для перегретого пара коэффициент $k = 1,3$. Примем $t^\circ = 300^\circ \text{C}$ и $P_{\text{IНОМ}} = 34 \text{ кгс/см}^2 = 3335400 \text{ н/м}^2$ — параметры, используемые ниже для иллюстративного примера, удельный объем пара составляет $v_1 = 0,0894 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Разделив правую и левую части уравнения (III-3) на $G_{\text{НОМ}}$ и подставив из (III-7) выражение для $\bar{P}_T = 0,95\bar{G}$, запишем:

$$\begin{aligned}\bar{G} &= \frac{S_{\text{ВТ}}}{G_{\text{НОМ}}} \sqrt{8,66 \left(\frac{3335400}{0,0894} \right) \left[(0,95\bar{G})^{\frac{2}{k}} - (0,95\bar{G})^{\frac{k+1}{k}} \right]} = \\ &= 17974,8 \frac{S_{\text{ВТ}}}{G_{\text{НОМ}}} \sqrt{(0,95\bar{G})^{\frac{2}{k}} - (0,95\bar{G})^{\frac{k+1}{k}}}. \quad (\text{III-8})\end{aligned}$$

Из уравнения (III-8) выразим суммарную площадь всех открытых отверстий перфорированной втулки $S_{\text{ВТ}\Sigma}$ для номинального расхода пара в турбину $G_{\text{ТНОМ}} = G_{\text{НОМ}}$, в относительных единицах $\bar{G} = 1$:

$$S_{\text{ВТ}\Sigma} = \frac{G_{\text{НОМ}}}{17974,8 \sqrt{(0,95)^{\frac{2}{1,3}} - (0,95)^{\frac{1,3+1}{1,3}}}} = 0,00053 G_{\text{НОМ}}. \quad (\text{III-9})$$

Далее проиллюстрируем полученные расчетные соотношения на конкретном примере при ранее принятом $P_{\text{IНОМ}} = 34 \text{ кгс/см}^2 = 3335400 \text{ н/м}^2$, а также примем номинальный расход пара в турбину $G_{\text{ТНОМ}} = G_{\text{НОМ}} = 26,25 \text{ кг/с}$, $D_{\text{К}} = 0,25 \text{ м}$. Рассчитаем требуемую суммарную площадь отверстий в перфорированной втулке клапана:

$$S_{\text{ВТ}\Sigma} = 0,00053 \cdot 26,25 = 0,0139 \text{ (м}^2\text{)}.$$

Для рассматриваемого примера зададимся значением номинального хода клапана $m_{\text{ПКНОМ}} = 0,153 \text{ м}$.

Для принятого значения номинального хода клапана и рассчитанного значения $S_{\text{ВТ}\Sigma} = 0,0139 \text{ м}^2$ определим расчетный диаметр цилиндрической перфорированной втулки (см. рис. III-1).

Исходя из практики проектирования перфорированных клапанов судовых паровых турбин, примем диаметр единичного отверстия во втулке $d_i = 0,006 \text{ м}$, при этом площадь единичного отверстия $s_i = 28,26 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$.

Расчетное количество отверстий в цилиндре втулки составит:

$$\psi_0 = \frac{S_{\text{ВТ}\Sigma}}{s_i} \approx 492 \text{ (отверстия)}.$$

Из конструктивных соображений, учитывая необходимость придания паровой коробке шаровидной формы, обеспечивающей минимизацию потерь при прохождении через паровую коробку парового потока с необходимыми поворотами, примем диаметр цилиндрической перфорированной втулки равным $d_{\text{ВТ}} = 0,3 \text{ м}$, при этом длина окружности сечения цилиндра втулки составит $C = \pi d_{\text{ВТ}} = 0,942 \text{ м}$.

Определим, какую часть общей поверхности цилиндрической перфорированной втулки $S_{\text{ВТобщ}}$, развернутой в прямоугольник со сторонами $m_{\text{РК ном}}$ и C , должны занять 492 отверстия с суммарной площадью $S_{\text{ВТ}\Sigma} = 0,0139 \text{ м}^2$.

Определим значение $S_{\text{ВТобщ}} = C \times m_{\text{РК ном}} = 0,942 \times 0,153 = 0,144 \text{ м}^2$.

Сопоставляя значения $S_{\text{ВТ}\Sigma}$ и $S_{\text{ВТобщ}}$, видим, что $\frac{S_{\text{ВТобщ}}}{S_{\text{ВТ}\Sigma}} \approx 10$,

т. е. поверхность цилиндра втулки позволяет разместить на этой поверхности расчетное количество отверстий перфорации, что дает базу для дальнейшего проектирования регулирующего клапана, которое должно привести к реализации в клапане заданной расходной характеристики с заданной допустимой потерей давления пара в клапане.

§ III-2. РАСЧЕТНО-ПРОЕКТНЫЙ ПРОЦЕСС РЕАЛИЗАЦИИ В РЕГУЛИРУЮЩЕМ ПАРОВОМ КЛАПАНЕ ТРЕБУЕМОЙ РАСХОДНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ

В качестве следующего этапа проектирования перфорированной втулки парового регулирующего клапана турбины проведем синтез зависимости суммарной площади открываемых отверстий в перфорированной втулке при движении плунжера, открывающего и перекрывающего отверстия, из положения полностью закрытого клапана до положения полного открытия для требуемой расходной характеристики клапана.

Требуемый вид расходных характеристик регулирующих клапанов турбин для разных типов судовых главных турбоагрегатов был найден в § II-4.

Продолжим выкладки на базе ранее выбранного нами иллюстративного примера.

Обратимся к зависимости (III-8), записав ее как

$$S_{\text{BT}} = \frac{\bar{G} \cdot G_{\text{НОМ}}}{17974,8 \sqrt{(0,95\bar{G})^{\frac{2}{k}} - (0,95\bar{G})^{\frac{k+1}{k}}}} = \frac{G_{\text{НОМ}}}{17974,8} \frac{\bar{G}}{q}, \quad (\text{III-10})$$

$$\text{где } q = \sqrt{(0,95\bar{G})^{\frac{2}{k}} - (0,95\bar{G})^{\frac{k+1}{k}}}.$$

Выражение (III-10) связывает геометрический конструктивный параметр перфорированной втулки, а именно суммарную площадь S_{BT} открытых отверстий с расходом пара через эти отверстия, т. е. определяет расходную характеристику клапана.

Задаваясь требуемым видом расходной характеристики, далее определим закономерность распределения отверстий по поверхности перфорированной втулки.

На рис. III-2 представлен график величины q при коэффициенте истечения $k = 1,3$, которая при истечении пара через

отверстие до критического значения $\bar{P}_T = 0,95\bar{G} = 0,547$ соответствует указанной зависимости [2, с. 256] и растет с уменьшением от $\bar{P}_T = 0,95\bar{G} = 1$ ($\bar{G} = \frac{1}{0,95} = 1,053$) до $\bar{P}_T = 0,95\bar{G} = 0,547$ ($\bar{G} = \frac{0,547}{0,95} = 0,576$), а при сверхкритическом истечении пара $0 < \bar{P}_T < 0,547$ ($0 < \bar{G} < 0,576$) остается неизменной и равной приблизительно

$$q = \sqrt{\left(0,576\right)^{\frac{2}{k}} - \left(0,576\right)^{\frac{k+1}{k}}} = \sqrt{0,428 - 0,3377} \approx 0,226. \quad (\text{III-11})$$

Рисунок III-2 наглядно иллюстрирует примечание, сделанное выше: чем меньше P_T , т. е. чем больше $\Delta\bar{P}_K$, тем больше коэффициент q , приближаясь к своему максимальному значению для нашего случая $q = 0,226$.

Таким образом, чтобы площадь S_{BT} однозначно определяла расход пара через клапан, теоретически перепад давлений на клапане должен быть не менее $0,95 \times 0,576 = 0,5472$.

Этот момент важен для размещения отверстий перфорированной втулки на ее поверхности (не нужно будет уходить на щелевые отверстия). Но это на практике абсолютно нецелесообразно: КПД энергоустановки окажется неоправданно низким.

Запишем выражение (III-10) для двух случаев:

1) $q \approx 0,226$ и $0 < \bar{G} < 0,576$

$$S_{\text{BT}} = \frac{G_{\text{НОМ}}}{17974,8} \frac{\bar{G}}{0,226}, \quad (\text{III-12})$$

2) $0,576 < \bar{G} < 1,053$ и $q = \sqrt{\left(0,95\bar{G}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(0,95\bar{G}\right)^{\frac{k+1}{k}}}$

$$S_{\text{BT}} = \frac{G_{\text{НОМ}}}{17974,8} \frac{\bar{G}}{\sqrt{\left(0,95\bar{G}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(0,95\bar{G}\right)^{\frac{k+1}{k}}}}. \quad (\text{III-13})$$

§ III-2. Расчетно-проектный процесс реализации в регулирующем паровом клапане требуемой расходной характеристики

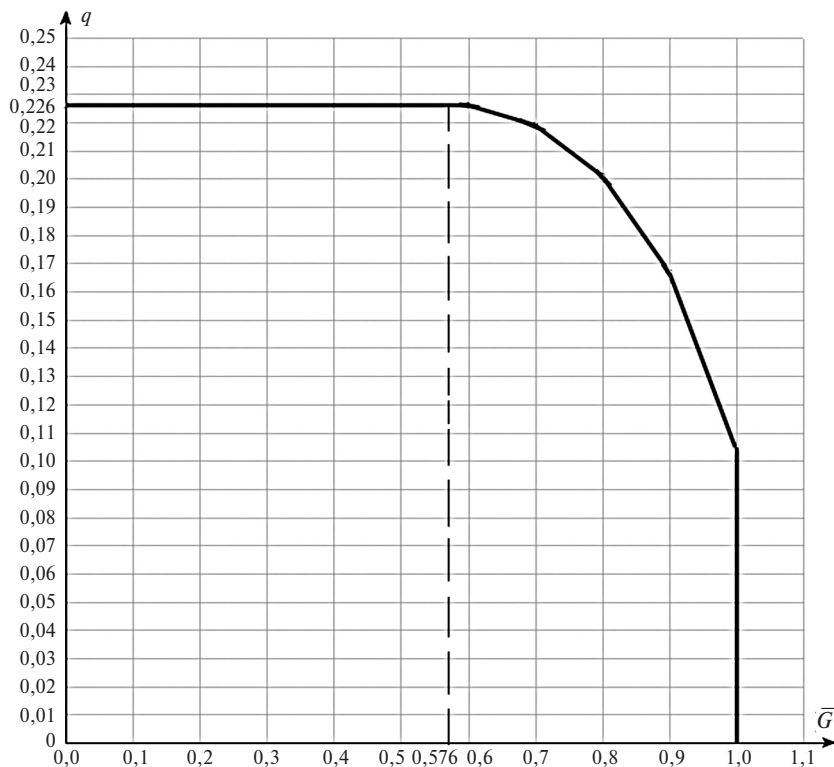


Рис. III-2. Зависимость коэффициента q от давления за клапаном (расхода пара в турбину) при номинальном давлении перед клапаном

Таким образом, мы получили в общем виде зависимости $S_{\text{вт}} = f(\bar{G})$ для сверхкритического и докритического истечения пара через регулирующий клапан, которые позволят нам найти закономерности распределения отверстий перфорации на поверхности перфорированной втулки.

При решении этой задачи примем реально возможные конструктивные размеры втулки, рядное расположение отверстий перфорации и расстояния между кромками соседних отверстий — см. рис. III-3.

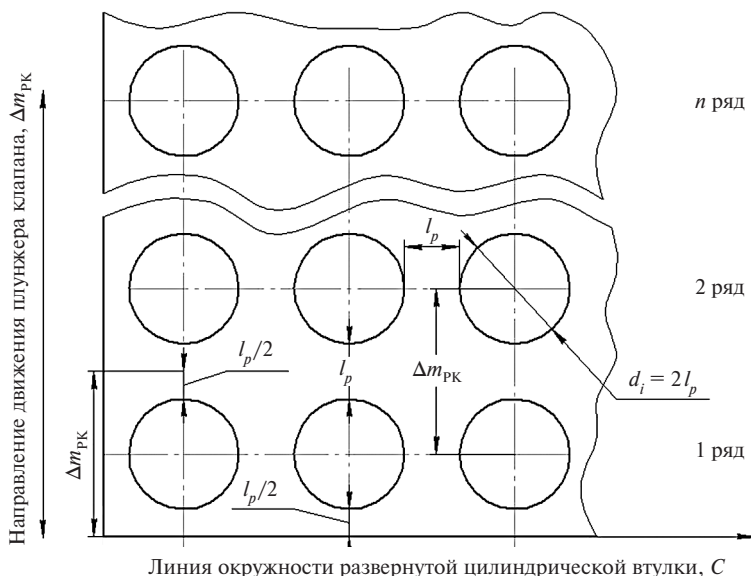


Рис. III-3. Фрагмент развтки перфорированной втулки с рядным расположением отверстий

Из конструктивных соображений примем расстояние между кромками соседних отверстий в ряду, а также между кромками отверстий в соседних рядах $l_p = 0,5 \times d_i = 0,003$ м. Таким образом, расстояние между линиями расположения центров отверстий в 1-м и 2-м, 2-м и 3-м и т. д. рядах окажется равным $\Delta m_{ПК} = 0,006 + + 0,003 = 0,009$ м (см. рис. III-3) или в относительных единицах

$$\Delta \bar{m}_{ПК} = \frac{\Delta m_{ПК}}{m_{ПК \text{ ном}}} = \frac{0,009}{m_{ПК \text{ ном}}}.$$

Отстояние линии центров 1-го ряда от нижней кромки втулки составит $l_p/2 + d_i/2 = 0,0045$ м — см. рис. III-3. Данное допущение учитывает, что при перемещении плунжера клапана каждый ряд отверстий открывается постепенно за ход либо от кромки втулки до линии между первым и вторым горизонтальными

§ III-3. Проектирование перфорированной втулки в регулирующем клапане паровой турбины в комплексе «турбина — генератор» в ГЭУ с ВФШ

рядами отверстий, либо далее — от середины между рядами до середины между следующими рядами (за $\Delta \bar{m}_{PK}$).

Таким образом, ход плунжера клапана можно выразить как:

$$\bar{m}_{PK} = n \cdot \Delta \bar{m}_{PK}, \quad (\text{III-14})$$

где n — порядковый номер ряда отверстий, размещенных по окружности сечения втулки.

Теперь, собственно, перейдем к процессу проектирования перфорированных втулок регулирующих клапанов паровых турбин в составе главных судовых энергоустановок с различными приводами гребных винтов.

Изложение проектной методики проведем на конкретном примере, данные для которого возьмем из § III-1.

§ III-3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЕРФОРИРОВАННОЙ ВТУЛКИ В РЕГУЛИРУЮЩЕМ КЛАПАНЕ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ В КОМПЛЕКСЕ «ТУРБИНА — ГЕНЕРАТОР» В ГЭУ С ВФШ

Из результатов, полученных в § II-4, для рассматриваемого комплекса требуемая расходная характеристика — линейная вида

$$\bar{G}^* = \bar{G} = \bar{m}_{PK} = \frac{m_{PK}}{m_{PK \text{ ном}}}.$$

Определим с определенной степенью приближения требуемую закономерность распределения отверстий перфорированной втулки по ее поверхности для реализации в клапане линейной расходной характеристики.

Руководствуясь полученными ранее зависимостями по выражениям (III-12), (III-13) и (III-14), запишем

- 1) для диапазона относительных расходов пара через клапан $0 < \bar{G} = \bar{m}_{PK} < 0,576$:

$$S_{\text{ВТ}} = \frac{G_{\text{НОМ}}}{17974,8} \frac{\bar{G}}{0,226} = \frac{G_{\text{НОМ}}}{4062,3} \bar{G} = \frac{G_{\text{НОМ}}}{4062,3} \bar{m}_{\text{ПК}} =$$

$$= \frac{G_{\text{НОМ}}}{4062,3} \Delta \bar{m}_{\text{ПК}} \cdot n \quad (\text{III-15})$$

— зависимость суммарной площади открывающихся отверстий перфорации в диапазоне расходов сверхкритического истечения пара через отверстия;

- 2) для диапазона относительных расходов пара через клапан $0,576 < \bar{G} = \bar{m}_{\text{ПК}} < 1,053$:

$$S_{\text{ВТ}} = \frac{G_{\text{НОМ}}}{17974,8} \frac{\bar{G}}{q} = \frac{G_{\text{НОМ}}}{17974,8} \frac{\bar{m}_{\text{ПК}}}{q} = \frac{G_{\text{НОМ}}}{17974,8} \frac{\Delta \bar{m}_{\text{ПК}} \cdot n}{q} \quad (\text{III-16})$$

— зависимость суммарной площади открывающихся отверстий перфорации в диапазоне расходов докритического истечения пара через отверстия, где

$$q = \sqrt{\left(0,95\bar{G}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(0,95\bar{G}\right)^{\frac{k+1}{k}}}.$$

В § III-1 в качестве демонстрационного примера был принят номинальный ход плунжера перфорированного клапана $m_{\text{ПКНОМ}} = 0,153$ м.

Практика проектирования и последующей экспериментальной продувки перфорированных клапанов указывает на целесообразность увеличения на $\approx 14\%$ аналитически рассчитанных значений площадей. При этом расчетные формулы (III-15) и (III-16) можно записать:

$$S'_{\text{ВТ}} = 1,14 \frac{G_{\text{НОМ}}}{4062,3} \Delta \bar{m}_{\text{ПК}} \cdot n; \quad S'_{\text{ВТ}} = 1,14 \cdot \frac{G_{\text{НОМ}}}{17974,8} \frac{\Delta \bar{m}_{\text{ПК}} \cdot n}{q}.$$

Используя полученные выражения, произведем расчет значений площади открытых отверстий перфорированной втулки и сведем результаты в таблицу III-1.

§ III-3. Проектирование перфорированной втулки в регулирующем клапане паровой турбины в комплексе «турбина — генератор» в ГЭУ с ВФШ

Далее, произведя несложные табличные подсчеты в графах «Приращения площади открытых отверстий с каждым открываемым рядом отверстий» и «Количество отверстий в каждом n -м ряду», получим искомое размещение отверстий на поверхности перфорированной втулки. Вычисления показывают, что в последнем, 17-м ряду расчетное количество отверстий не может разместиться по окружности втулки вследствие того, что при выбранном диаметре втулки в каждом ряду на поверхности втулки могут быть размещены не более 104 отверстий. Для обеспечения полного расхода пара через клапан в последнем, 17-м ряду выполним окна в форме, например, четырех прорезей шириной 6 мм в осевом направлении втулки и суммарной площадью, равной площади 187 отверстий, требуемых в таблице III-1.

С учетом принятого в § III-1 значения $d_{\text{вт}} = 0,3$ м, площади единичного отверстия в перфорированной втулке $s_i = 0,00002826 \text{ м}^2$, исходя из требуемой в таблице III-1 площади 187 отверстий в 17-м ряду $s_i \times 187 = 0,0053 \text{ м}^2$, определим длину каждой из четырех прорезей по окружности втулки: $(0,0053/0,006)/4 = 0,22$ м. Учитывая, что полная длина окружности сечения втулки составляет 0,942 м, каждая из четырех перемычек между четырьмя прорезями будет иметь длину по окружности $(0,942 - 0,22 \times 4)/4 = 0,0155$ м.

Итак, мы получили базовые размеры перфорированной втулки и расчетное распределение отверстий как исходные данные для проектирования перфорированной втулки регулирующего клапана паровой турбины в комплексе «турбина — генератор» в ГЭУ с ВФШ. При этом мы реализовали требуемую линейную расходную характеристику перфорированного регулирующего клапана турбины за счет 16 рядов круглых отверстий в перфорированной втулке и 17-го ряда в виде четырех прорезей по окружности втулки.

На практике фактическую характеристику регулирующего клапана турбины необходимо снимать экспериментально, убеждаясь в правильности расчетов с учетом принятых в расчетах допущений.

**Глава III. Постановка задачи проектирования парового клапана
и подходы к разработке конструкции**

Расчет распределения отверстий

№ ряда отверстий, n	Абсолютное пере- мещение плунжера $m_{PK} = \Delta m_{PK} n$, м	Относительное перемещение плунжера, $\bar{m}_{PK}$, о. е.	Относительный расход пара через клапан, $\bar{G}$, о. е.
1	0,009	0,06	0,06
2	0,018	0,12	0,12
3	0,027	0,18	0,18
4	0,036	0,24	0,24
5	0,045	0,29	0,29
6	0,054	0,35	0,35
7	0,063	0,41	0,41
8	0,072	0,47	0,47
9	0,081	0,53	0,53
10	0,090	0,59	0,59
11	0,099	0,65	0,65
12	0,108	0,71	0,71
13	0,117	0,76	0,76
14	0,126	0,82	0,82
15	0,135	0,88	0,88
16	0,144	0,94	0,94
17	0,153	1,00	1,00

§ III-3. Проектирование перфорированной втулки в регулирующем клапане паровой турбины в комплексе «турбина — генератор» в ГЭУс ВФШ

Таблица III-1

по поверхности развертки перфорированной втулки

Тип истечения пара	q	$S'_{\text{вт}}, \text{ м}^2$	Приращения площади открытых отверстий с каждым открываемым рядом отверстий, $\Delta S'$	Количество отверстий в каждом n -м ряду, $\sigma_n = \frac{\Delta S'}{S_i}$	Проверка требуемой длины окружности втулки $(d_i + l_p) = 0,009 \times \sigma_n < C = 0,942 \text{ м}$
Сверхкритическое	0,226	0,000433	0,000433	15	0,135000
		0,000867	0,000433	15	0,138001
		0,001300	0,000433	15	0,138001
		0,001733	0,000433	15	0,138001
		0,002167	0,000433	15	0,138001
		0,002600	0,000433	15	0,138001
		0,003033	0,000433	15	0,138001
		0,003467	0,000433	15	0,138001
		0,003900	0,000433	15	0,138001
		0,004331	0,000431	15	0,137311
Докритическое	0,2237	0,004815	0,000484	17	0,15422
	0,2178	0,005395	0,000579	20	0,184483
	0,2081	0,006117	0,000722	26	0,229988
	0,1939	0,007069	0,000953	34	0,303411
	0,1741	0,008438	0,001368	48	0,435789
	0,1463	0,010714	0,002276	81	0,724834
	0,1041	0,015992	0,005278	187 Четыре прорези, экв. 187 отверстиям	1,68104 > 0,942

Результатом проектирования является конструкция втулки, подобная виду, представленному на рис. III-4.



Рис. III-4. Общий вид перфорированной втулки регулирующего клапана

§ III-4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЕРФОРИРОВАННОЙ ВТУЛКИ В РЕГУЛИРУЮЩЕМ КЛАПАНЕ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ В КОМПЛЕКСЕ «ГТЗА — ВРШ»

Из результатов, полученных в § II-4, для комплекса «ГТЗА — ВРШ» предпочтительная расходная характеристика имеет вид $\bar{G} = \bar{m}_{РК}^{3/2}$.

Вычислим с определенной степенью приближения требуемую закономерность распределения отверстий перфорированной втулки по ее поверхности для реализации в клапане заданной расходной характеристики.

Руководствуясь полученными ранее зависимостями по выражениям (III-12), (III-13) и (III-14), запишем

§ III-4. Проектирование перфорированной втулки в регулирующем клапане паровой турбины в комплексе «ГТЗА — ВРШ»

- 1) для диапазона относительных расходов пара через клапан $0 < \bar{G} = \bar{m}_{\text{ПК}}^{3/2} < 0,576$:

$$S_{\text{ВТ}} = \frac{G_{\text{НОМ}}}{17974,8} \frac{\bar{G}}{0,226} = \frac{G_{\text{НОМ}}}{17974,8} \frac{\bar{m}_{\text{ПК}}^{3/2}}{0,226} = \frac{G_{\text{НОМ}}}{17974,8} \frac{(\Delta \bar{m}_{\text{ПК}} \cdot n)^{3/2}}{0,226} \quad (\text{III-17})$$

— зависимость суммарной площади открывающихся отверстий перфорации в диапазоне расходов сверхкритического истечения пара через отверстия;

- 2) для диапазона относительных расходов пара через клапан $0,576 < \bar{G} = \bar{m}_{\text{ПК}}^{3/2} < 1,053$:

$$S_{\text{ВТ}} = \frac{G_{\text{НОМ}} \bar{G}}{17974,8 q} = \frac{G_{\text{НОМ}}}{17974,8 q} \bar{m}_{\text{ПК}}^{3/2} = \frac{G_{\text{НОМ}}}{17974,8 q} (\Delta \bar{m}_{\text{ПК}} \cdot n)^{3/2} \quad (\text{III-18})$$

— зависимость суммарной площади открывающихся отверстий перфорации в диапазоне расходов докритического истечения пара через отверстия, где

$$q = \sqrt{\left(0,95\bar{G}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(0,95\bar{G}\right)^{\frac{k+1}{k}}}.$$

В § III-1 в качестве демонстрационного примера был принят номинальный ход плунжера перфорированного клапана $m_{\text{ПК НОМ}} = 0,153$ м. С учетом целесообразности увеличения на $\approx 14\%$ аналитически рассчитанных значений площадей, на что указывает практика проектирования перфорированных клапанов, расчетные формулы (III-17) и (III-18) можно записать:

$$S'_{\text{ВТ}} = 1,14 \frac{G_{\text{НОМ}}}{17974,8} \frac{(\Delta \bar{m}_{\text{ПК}} \cdot n)^{3/2}}{0,226}, \quad S'_{\text{ВТ}} = 1,14 \frac{G_{\text{НОМ}}}{17974,8 q} (\Delta \bar{m}_{\text{ПК}} \cdot n)^{3/2}.$$

Используя полученные выражения, произведем расчет значений площади открытых отверстий перфорированной втулки и сведем результаты в таблицу III-2.

Рядное распределение отверстий на поверхности перфорированной втулки примем аналогично принятому в § III-2 по рис. III-3.

**Глава III. Постановка задачи проектирования парового клапана
и подходы к разработке конструкции**

Расчет распределения отверстий

№ ряда отверстий, n	Абсолютное пере- мещение плунжера $m_{PK} = \Delta m_{PK} n$, м	Относительное перемещение плунжера, $\bar{m}_{PK}$, о. е.	Относительный расход пара через клапан, $\bar{G}$, о. е.
1	0,009	0,06	0,01
2	0,018	0,12	0,04
3	0,027	0,18	0,07
4	0,036	0,24	0,11
5	0,045	0,29	0,16
6	0,054	0,35	0,21
7	0,063	0,41	0,26
8	0,072	0,47	0,32
9	0,081	0,53	0,39
10	0,090	0,59	0,45
11	0,099	0,65	0,52
12	0,108	0,71	0,59
13	0,117	0,76	0,67
14	0,126	0,82	0,75
15	0,135	0,88	0,83
16	0,144	0,94	0,91
17	0,153	1,00	1,00

§ III-4. Проектирование перфорированной втулки в регулирующем клапане паровой турбины в комплексе «ГТЗА — ВРШ»

Таблица III-2

по поверхности развертки перфорированной втулки

Тип истечения пара	q	$S'_{\text{вт}}, \text{м}^2$	Приращения площади открытых отверстий с каждым открываемым рядом отверстий, $\Delta S'$	Количество отверстий в каждом n -м ряду, $\sigma_n = \frac{\Delta S'}{S_i}$	Проверка требуемой длины окружности втулки $(d_i + l_p) = 0,009 \times \sigma_n < C = 0,942 \text{ м}$
Сверхкритическое	0,2260	0,0001051	0,0001051	4	0,036000
		0,0002973	0,0001922	7	0,061198
		0,0005461	0,0002488	9	0,079248
		0,0008408	0,0002947	10	0,093846
		0,0011750	0,0003342	12	0,106447
		0,0015446	0,0003696	13	0,117701
		0,0019464	0,0004018	14	0,127968
		0,0023781	0,0004316	15	0,137468
		0,0028376	0,0004595	16	0,146352
		0,0033234	0,0004858	17	0,154726
		0,0038342	0,0005108	18	0,162669
		0,0043680	0,0005338	19	0,169989
Докритическое	0,2220	0,0050156	0,0006476	23	0,20623
	0,2114	0,0058847	0,0008691	31	0,276783
	0,1924	0,0071716	0,0012870	46	0,409859
	0,1608	0,0094542	0,0022826	81	0,726936
	0,1041	0,0159923	0,0065381	231 Четыре прорези, экв. 231 отверстиям	2,082202 > 0,942

В связи с тем, что при выбранном диаметре втулки в каждом ряду на поверхности втулки может быть размещено не более 104 отверстий, для обеспечения полного расхода пара через клапан в последнем, 17-м ряду выполним, аналогично предыдущему параграфу, четыре окна в форме прорезей шириной 6 мм в осевом направлении втулки и суммарной площадью, равной площади 231 отверстия, требуемых в таблице III-2.

Ограничив суммарную длину прорезей длиной окружности за вычетом длин четырех перемычек, например по 10 мм, исходя из требований жесткости конструкции втулки, получим $(0,942 - 4 \times 0,01) = 0,902$ м. Площадь прорезей составит $0,902 \times 0,006 = 0,0054$ м², что эквивалентно 192 круглым отверстиям площадью $s_i = 0,00002826$ м² ($0,0054/s_i$). Недостающие $(231 - 192) = 39$ отверстий площадью $39 \times 0,00002826 = 0,0011$ м² компенсируем путем увеличения высоты прорезей в 17-м ряду до значения $(0,006 + 0,0011/0,902) = (0,006 + 0,0012) = 0,0072$ м.

Итак, мы получили базовые размеры перфорированной втулки и расчетное распределение отверстий как исходные данные для проектирования перфорированной втулки регулирующего клапана паровой турбины в комплексе «ГТЗА — ВРШ». При этом мы реализовали требуемую расходную характеристику вида $\bar{G} = \bar{m}_{\text{рк}}^{3/2}$ перфорированного регулирующего клапана турбины за счет 16 рядов круглых отверстий в перфорированной втулке и 17-го ряда в виде четырех прорезей по окружности втулки.

Результатом проектирования является конструкция втулки, подобная виду, представленному на рис. III-4.

§ III-5. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЕРФОРИРОВАННОЙ ВТУЛКИ В РЕГУЛИРУЮЩЕМ КЛАПАНЕ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ В КОМПЛЕКСЕ «ГТЗА — ВФШ»

Из результатов, полученных в § II-4, для комплекса «ГТЗА — ВФШ» предпочтительная расходная характеристика выражается зависимостью $\bar{G} = 0,5 + 0,514 \sin(2,86\bar{m}_{\text{рк}} - 1,5)$.

Используя таблично-расчетную методику аналогично § III-3 и § III-4, вычислим с определенной степенью приближения требуемую закономерность распределения отверстий перфорированной втулки по ее поверхности для реализации в клапане заданной расходной характеристики.

Сведем результаты расчетов в таблицу III-3.

Рядное распределение отверстий на поверхности перфорированной втулки примем аналогично принятому в § III-3 и § III-4, по рис. III-3.

Руководствуясь полученными ранее зависимостями по выражениям (III-12), (III-13) и (III-14), запишем

- 1) для диапазона относительных расходов пара через клапан
 $0 < \bar{G} = 0,5 + 0,514 \sin(2,86\bar{m}_{PK} - 1,5) < 0,576$:

$$S_{BT} = \frac{G_{НОМ}}{17974,8} \frac{\bar{G}}{0,226} = \frac{G_{НОМ}}{17974,8} \frac{0,5 + 0,514 \sin(2,86\bar{m}_{PK} - 1,5)}{0,226} =$$

$$= \frac{G_{НОМ}}{17974,8} \frac{0,5 + 0,514 \sin(2,86\bar{m}_{PK} \cdot n - 1,5)}{0,226} \quad (III-19)$$

— зависимость суммарной площади открывающихся отверстий перфорации в диапазоне расходов сверхкритического истечения пара через отверстия;

- 2) для диапазона относительных расходов пара через клапан
 $0,576 < \bar{G} = 0,5 + 0,514 \sin(2,86\bar{m}_{PK} - 1,5) < 1,053$:

$$S_{BT} = \frac{G_{НОМ}}{17974,8q} \bar{G} = G_{НОМ} \frac{0,5 + 0,514 \sin(2,86\bar{m}_{PK} \cdot n - 1,5)}{17974,8q} \quad (III-20)$$

— зависимость суммарной площади открывающихся отверстий перфорации в диапазоне расходов докритического истечения пара через отверстия, где

$$q = \sqrt{\left(0,95\bar{G}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(0,95\bar{G}\right)^{\frac{k+1}{k}}}.$$

**Глава III. Постановка задачи проектирования парового клапана
и подходы к разработке конструкции**

Расчет распределения отверстий

№ ряда отверстий, n	Абсолютное пере- мещение плунжера $m_{PK} = \Delta m_{PK} n$, м	Относительное перемещение плунжера, $\bar{m}_{PK}$, о. е.	Относительный расход пара через клапан, $\bar{G}$, о. е.
1	0,009	0,06	0,00
2	0,018	0,12	0,03
3	0,027	0,18	0,07
4	0,036	0,24	0,12
5	0,045	0,29	0,19
6	0,054	0,35	0,26
7	0,063	0,41	0,34
8	0,072	0,47	0,42
9	0,081	0,53	0,51
10	0,090	0,59	0,59
11	0,099	0,65	0,68
12	0,108	0,71	0,75
13	0,117	0,76	0,83
14	0,126	0,82	0,89
15	0,135	0,88	0,94
16	0,144	0,94	0,98
17	0,153	1,00	1,00

§ III-5. Проектирование перфорированной втулки в регулирующем клапане паровой турбины в комплексе «ГТЗА — ВФШ»

Таблица III-3

по поверхности развертки перфорированной втулки

Тип истечения пара	q	$S'_{\text{вт}}, \text{м}^2$	Приращения площади открытых отверстий с каждым открываемым рядом отверстий, $\Delta S'$	Количество отверстий в каждом n -м ряду, $\sigma_n = \frac{\Delta S'}{S_i}$	Проверка требуемой длины окружности втулки $(d_i + l_p) = 0,009 \times \sigma_n < C = 0,942 \text{ м}$
Сверхкритическое	0,226	0,0000045	0,0000045	0	0
		0,0002066	0,0002020	7	0,064346
		0,0005068	0,0003002	11	0,09561
		0,0008967	0,0003899	14	0,124174
		0,0013653	0,0004686	17	0,149232
		0,0018993	0,0005340	19	0,170077
		0,0024837	0,0005844	21	0,186119
		0,0031020	0,0006183	22	0,196905
		0,0037367	0,0006347	22	0,202132
		0,0043692	0,0006324	22	0,201415
Докритическое	0,2212	0,0050913	0,0007222	26	0,229987
	0,2178	0,0059831	0,0008918	32	0,284007
	0,2081	0,0071170	0,0011339	40	0,361099
	0,1939	0,0086026	0,0014856	53	0,473133
	0,1741	0,0105969	0,0019943	71	0,635127
	0,1463	0,0132595	0,0026626	94	0,847966
	0,1041	0,0159923	0,0027328	97	0,870319

В § III-1 в качестве демонстрационного примера был принят номинальный ход плунжера перфорированного клапана $m_{PK\text{ ном}} = 0,153$ м.

Расчетные формулы (III-19) и (III-20) с учетом введения поправочного коэффициента 1,14, как было отмечено в § III-3, можно записать:

$$S'_{BT} = 1,14 G_{\text{ном}} \frac{0,5 + 0,514 \sin(2,86 \Delta \bar{m}_{PK} \cdot n - 1,5)}{17974,8 \cdot 0,226},$$
$$S'_{BT} = 1,14 G_{\text{ном}} \frac{0,5 + 0,514 \sin(2,86 \Delta \bar{m}_{PK} \cdot n - 1,5)}{17974,8 q}.$$

Используя полученные выражения, произведем расчет значений площади открытых отверстий перфорированной втулки и сведем результаты в таблицу III-3.

Рядное распределение отверстий на поверхности перфорированной втулки примем аналогично принятому в § III-2 по рис. III-3.

Как видно из таблицы III-3, на поверхности перфорированной втулки свободно размещаются 17 рядов с расчетным количеством отверстий в рядах.

Итак, мы получили базовые размеры перфорированной втулки и расчетное распределение отверстий как исходные данные для проектирования перфорированной втулки регулирующего клапана паровой турбины в комплексе «ГТЗА — ВФШ». При этом мы реализовали требуемую расходную характеристику вида $\bar{G} = 0,5 + 0,514 \sin(2,86 \Delta \bar{m}_{PK} - 1,5)$.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Итак, мы совершили экскурс в область техники, связанную с разработкой систем парораспределения, а именно — регулирующих клапанов паровых турбин, комплектующих судовые главные энергетические установки, особенностью которых является характер их нагрузки, определяемый гребными судовыми движителями — гребными винтами. Мы увидели, что вид нагрузки турбины определяет различия в степени устойчивости систем регулирования частоты вращения турбин и выдвигает требования к виду расходных характеристик регулирующих клапанов.

В книге рассмотрена расчетно-проектная составляющая процесса разработки перфорированных регулирующих клапанов паровой турбины при расходных характеристиках заданного вида.

В основу предлагаемой методики расчета закономерности распределения отверстий перфорации по поверхности перфорированной втулки клапана положено рядное размещение круглых отверстий, обеспечивающее простоту технологического процесса реализации расходной характеристики клапана, с учетом докритического и сверхкритического истечения пара через отверстия перфорации втулки. Приводятся этапы выполнения расчета регулирующего клапана паровых турбин, работающих в составе судовых энергоустановок с различными приводами гребных винтов:

- в комплексе «турбина — генератор» в ГЭУ с ВФШ,
- в комплексе «ГТЗА — ВРШ»,
- в комплексе «ГТЗА — ВФШ».

Расчетно-теоретический материал, изложенный в книге, представляет собой методологическую основу проектирования перфорированных регулирующих клапанов турбин и может быть полезен инженерам в области судового паротурбостроения, а также студентам соответствующих направлений обучения.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Бесекерский, В. А.* Теория систем автоматического регулирования / В. А. Бесекерский, Е. П. Попов. — М. : Наука. Глав. ред. физ.-мат. лит., 1975.
2. *Вукалович, М. П.* Таблицы термодинамических свойств воды и водяного пара / М. П. Вукалович. — М. ; Л. : «Энергия», 1965.
3. *Дарьенков, А. Б.* Гребные электрические установки : учеб. пособие для студентов направления «13.03.02. Электроэнергетика и электротехника» / А. Б. Дарьенков, Г. М. Мирясов, В. Г. Титов, М. Н. Охотников, Д. В. Умяров. — Н. Новгород : НГТУ им. Р. Е. Алексеева, 2014.
4. Пат. 2670470 Российская Федерация, МПК F01 D 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.
5. *Рукавишников, С. Б.* Автоматизированные гребные электрические установки / С. Б. Рукавишников. — Л. : Судостроение, 1976.
6. *Флиген, Й.* Промышленные регулирующие клапаны : пер. с англ. / Йоханес Флиген, Лотар Грютесен, Йоханес Хецвурм, Йохим Лукошек, Хайнц М. Нейгель, Андреас Помсел. — Н. Новгород : НПЦ «Анод», 2006.
7. *Шифрин, М. Ш.* Проектирование автоматических систем управления судовыми паротурбинными установками / М. Ш. Шифрин, В. Н. Новопашенный, Ю. М. Кадыров. — Л. : Судостроение, 1974.

ОБ АВТОРЕ

Владимир Александрович Гулый — кандидат технических наук, автор ряда статей и более 30 изобретений, защищенных авторскими свидетельствами СССР, а также патентами Российской Федерации, главный конструктор АО «ПКБ «Автоматика» — дочернего предприятия ПАО «Кировский завод» (г. Санкт-Петербург), посвятивший более 30 лет трудовой деятельности конструированию систем регулирования, управления и защиты паровых турбин, созданных на Ленинградском Кировском заводе.

*Ваши пожелания и замечания
направляют по электронному адресу
gba-work@mail.ru*

Научное издание

Владимир Александрович Гулый

**РАСХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ
РЕГУЛИРУЮЩИХ КЛАПАНОВ
СУДОВЫХ ПАРОВЫХ ТУРБИН**

Технический редактор *А. Б. Левкина*

Дизайн обложки *Т. Б. Тиунова*

Корректор *Л. А. Брисовская*

Оригинал-макет *Л. А. Харитонов*

Подписано в печать 07.05.2019. Формат 60 × 88 ¹/₁₆.

Усл. печ. л. 8,1. 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_spb

www.renomespб.ru