

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Самарский государственный технический университет»

На правах рукописи

Хур

ХУСАИНОВ Кирилл Русланович

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ
ПАРОГАЗОВОЙ ТЭС ЗА СЧЕТ ПРОМЕЖУТОЧНОГО
ПЕРЕГРЕВА ВОДЯНОГО ПАРА**

Специальность 05.14.14 – Тепловые электрические станции, их энергетические
системы и агрегаты

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук, профессор
Кудинов Анатолий Александрович

Иваново 2017

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
Глава 1. Обзор и анализ современного состояния проблемы в области совершенствования парогазовых технологий на тепловых электростанциях.....	
1.1. Современное состояние отечественной энергетики в области парогазовых технологий.....	10
1.2. Перспективы развития парогазовых установок утилизационного типа.....	22
1.3. Анализ современных схем парогазовых установок утилизационного типа с промежуточным перегревом водяного пара.....	29
1.4. Выводы по обзору и постановка задач настоящего исследования.....	38
Глава 2. Промежуточный перегрев водяного пара в парогазовых установках с двухконтурным котлом-утилизатором.....	
2.1. Описание разработанных и предложенных к использованию на парогазовых ТЭС новых способов промежуточного перегрева водяного пара.....	43
2.2. Методика теплового расчета ПГУ с двухконтурным котлом-утилизатором.....	51
2.3. Результаты экспериментального обследования ПГУ-200 Сызранской ТЭЦ.....	59
2.4. Промежуточный перегрев водяного пара в зоне высоких температур двухконтурного котла-утилизатора.....	64
2.5. Промежуточный перегрев водяного пара в хвостовой части двухконтурного котла-утилизатора.....	70
2.6. Промежуточный перегрев водяного пара в камере сгорания газотурбинной установки.....	74
2.7. Выводы по главе 2.....	76
Глава 3. Промежуточный перегрев водяного пара в парогазовых установках с трехконтурным котлом-утилизатором.....	
3.1. Методика теплового расчета парогазовой установки с трехконтурным котлом-утилизатором	79

3.2.	Промежуточный перегрев водяного пара в зоне высоких температур трехконтурного котла-утилизатора.....	84
3.3.	Двухкратный промежуточный перегрев водяного пара в контурах высокого и среднего давления котла-утилизатора.....	89
3.4.	Двухкратный промежуточный перегрев водяного пара в зоне высоких температур и в хвостовой части трехконтурного котла-утилизатора.....	95
3.5.	Выводы по главе 3.....	99
Глава 4.	Эксергетический и экономический анализы эффективности способов промежуточного перегрева пара в парогазовых установках.....	101
4.1.	Эксергетический анализ работы газотурбинной установки.....	102
4.2.	Эксергетический анализ работы паровой турбины ПГУ с котлами-утилизаторами двух и трех давлений	112
4.3.	Результаты эксергетического анализа парогазовой установки... ..	118
4.4.	Экономический анализ эффективности работы парогазовой установки с промежуточным перегревом водяного пара.....	119
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ	125
	СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	127
	ПРИЛОЖЕНИЯ	140
	Приложение А. Результаты расчета геометрических размеров трубок промежуточного пароперегревателя.....	141
	Приложение Б. Значения расходов водяного пара в ПГУ-У в зависимости от температуры наружного воздуха.....	143
	Приложение В. Основные показатели работы ПГУ-У с котлами-утилизаторами двух и трех давлений при различных способах промежуточного перегрева водяного пара.....	146
	Приложение Г. Акт внедрения в учебный процесс ФГБОУ ВО «Самарский государственный технический университет» результатов диссертационной работы.....	150
	Приложение Д. Справка об использовании результатов научных исследований.....	151

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы диссертационной работы. Энергетической стратегией Российской Федерации на период до 2030 г. в области отечественной энергетики предусматривается строительство и ввод в эксплуатацию на тепловых электрических станциях (ТЭС) парогазовых установок утилизационного типа (ПГУ-У). Одной из приоритетных задач совершенствования ПГУ-У является повышение абсолютного электрического коэффициента полезного действия (КПД) паровых турбин, который составляет 33–36 % из-за отсутствия системы регенерации и невысоких начальных параметров водяного пара. Повышение тепловой экономичности паротурбинных установок достигается за счет промежуточного перегрева водяного пара, частично отработавшего в проточной части турбины. Не менее существенная по степени важности задача – повышение КПД газотурбинной установки (ГТУ), который не превышает 38 – 40 % в основном из-за повышенного расхода энергии на привод турбокомпрессора.

Учитывая изложенное, разработка технологий совершенствования парогазовых ТЭС путем применения промежуточного перегрева водяного пара, частично отработавшего в паровой турбине ПГУ, является актуальной задачей в области теплоэнергетики как в научном, так и в практическом отношении.

Актуальность темы диссертации подтверждается ее соответствием приоритетному направлению развития науки, технологии и техники в Российской Федерации «Энергоэффективность, энергосбережение, ядерная энергетика» (указ Президента РФ № 899 от 07.07.2011), критической технологии «Технологии энергоэффективного производства и преобразования энергии на органическом топливе».

Степень разработанности темы. В настоящее время исследования отечественных и зарубежных ученых в этой области посвящены повышению эффективности ПГУ за счет промежуточного перегрева водяного пара в зоне высоких температур трехконтурного котла-утилизатора. Разработаны соответствующие методики расчетов и рекомендации, согласно которым эффективным является отбор водяного пара на вторичный перегрев после цилиндра

высокого давления паровой турбины. Однако опубликованные данные не позволяют судить о возможности применения промежуточного перегрева водяного пара в двухконтурных ПГУ, а также полезного использования других источников теплоты в комбинированном цикле с целью осуществления промежуточного перегрева водяного пара. Кроме того, отсутствуют данные, характеризующие влияние двухкратного промежуточного перегрева водяного пара на экономичность ПГУ утилизационного типа с трехконтурным котлом-утилизатором.

Цель диссертационной работы заключается в повышении эффективности работы парогазовой установки утилизационного типа путем применения промежуточного перегрева водяного пара, частично отработавшего в паровой турбине, и общих рекомендаций по использованию промежуточного перегрева водяного пара на парогазовых ТЭС.

Для достижения поставленной цели в диссертационной работе сформулированы и решены следующие **задачи исследования**:

- выполнены обзор литературы и анализ разработок отечественных и зарубежных ученых по тематике использования промежуточного перегрева водяного пара в ПГУ-У, проведен анализ факторов, влияющих на эффективность работы ПГУ-У;

- разработаны новые способы работы и перспективные тепловые схемы парогазовых ТЭС с промежуточным перегревом водяного пара, частично отработавшего в паровой турбине парогазовой установки утилизационного типа;

- разработана методика теплового расчета парогазовых установок с промежуточным перегревом водяного пара;

- проведен эксергетический анализ газотурбинной и паротурбинной установок двух- и трехконтурных ПГУ-У с промежуточным перегревом водяного пара;

- выполнен технико-экономический анализ и дана оценка эффективности разработанных новых перспективных тепловых схем ПГУ-У с промежуточным перегревом водяного пара;

– разработаны общие рекомендации по размещению промежуточного пароперегревателя в тепловых схемах ТЭС, работающих по парогазовому циклу.

Научная новизна

1. Предложены и научно обоснованы новые тепловые схемы парогазовых установок с промежуточным перегревом водяного пара в хвостовой части котла-утилизатора после камеры дополнительного сжигания топлива (патент на изобретение РФ № 2611138) и в камере сгорания газотурбинной установки (патент на изобретение РФ № 2605879), обеспечивающие повышение эффективности работы ПГУ.

2. Разработана методика теплового расчета двухконтурной парогазовой установки утилизационного типа с промежуточным перегревом водяного пара в котле-утилизаторе и в камере сгорания газотурбинной установки с учетом влияния температуры наружного воздуха и изменения расходов пара.

3. Получены новые расчетные данные, характеризующие эффективность различных вариантов применения промежуточного перегрева водяного пара в парогазовых установках утилизационного типа с котлами-утилизаторами двух и трех давлений.

Теоретическая значимость работы

Разработанные новые тепловые схемы и способы работы парогазовых установок электростанций с вторичным перегревом водяного пара позволяют повысить эффективность работы ПГУ-У и могут быть использованы на парогазовых ТЭС с целью увеличения отпускаемой электрической энергии и повышения тепловой экономичности станции в целом.

Представленная в работе методика расчета тепловых схем ПГУ с промежуточным перегревом водяного пара позволяет на основе численного исследования получать новые расчетные данные, характеризующие эффективность применения промежуточного перегрева водяного пара в парогазовых установках утилизационного типа с котлами-утилизаторами двух и трех давлений.

Практическая значимость работы

Полученные в диссертационной работе результаты могут быть использованы проектными и научно-исследовательскими организациями при разработке новых схемных решений и схем технического перевооружения существующих парогазовых ТЭС. Методика расчета тепловых схем ПГУ с промежуточным перегревом водяного пара используется при выполнении научно-исследовательских работ, проводимых на кафедре «Тепловые электрические станции» ФГБОУ ВО «Самарский государственный технический университет».

Результаты диссертационной работы рекомендованы к внедрению филиалом «Самарский» ПАО «Т Плюс» и внедрены в учебный процесс на кафедре «Тепловые электрические станции» ФГБОУ ВО «Самарский государственный технический университет» при чтении курсов «Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологиях», «Газотурбинные и парогазовые установки ТЭС» для студентов и «Парогазовые и газотурбинные энергетические установки» для магистрантов в СамГТУ.

Достоверность и обоснованность результатов и выводов диссертационной работы обеспечиваются применением апробированных методов, основанных на фундаментальных законах технической термодинамики, теории тепло- и массообмена, математического моделирования и сертифицированного программного обеспечения; сходимостью результатов экспериментального обследования и данных теплотехнического расчета, патентной чистотой разработанных технических решений.

Методы исследований. В работе использованы методы вычислительной математики, технической термодинамики, теории тепло- и массообмена, технико-экономических расчетов в энергетике.

Положения, выносимые на защиту

1. Способы промежуточного перегрева водяного пара в двухконтурных парогазовых установках утилизационного типа: а) в хвостовой части котла-утилизатора; б) в камере сгорания ГТУ – в сопоставлении с вариантом расположения промежуточного пароперегревателя в зоне высоких температур кот-

ла-утилизатора.

2. Способ двухкратного промежуточного перегрева водяного пара в парогазовой установке утилизационного типа с трехконтурным котлом-утилизатором;

3. Методики теплового расчета и эксергетического анализа работы ПГУ-У при различных способах промежуточного перегрева водяного пара.

4. Результаты численного исследования влияния температуры наружного воздуха на технико-экономические показатели работы двухконтурных и трехконтурным ПГУ с промежуточным перегревом водяного пара.

5. Результаты расчета энергетической и экономической эффективности работы ПГУ-У с промежуточным перегревом водяного пара и результаты численного исследования влияния изменения расхода водяного пара, генерируемого в контуре низкого давления котла-утилизатора, на КПД и мощность ПГУ-У.

6. Результаты научно-обоснованного выбора параметров водяного пара, отбираемого из части низкого давления паровой турбины, на промежуточный перегрев.

Личный вклад автора заключается в постановке задач исследования, разработке и обосновании принципов новых технических решений и методик расчета, проведении численных расчетов, обработке, анализе и обобщении результатов исследований, выработке практических рекомендаций, формулировке выводов и в подготовке основных публикаций по тематике исследования.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались и обсуждались на следующих научно-технических конференциях и семинарах: XX и XXI Международных научно-технических конференций студентов и аспирантов «Радиоэлектроника, электротехника и энергетика» (г. Москва, МЭИ, 2014, 2015 г.г.); XII Международной научно-технической конференции «Современные научно-технические проблемы теплоэнергетики. Пути решения» (г. Саратов, СГТУ, 2014 г.); II Всероссийской научно-практической конференции (г. Кемерово, Кузбасский технический университет, 2015 г.); I Всероссийской на-

учно-практической конференции «Введение в энергетику» (г. Кемерово, КузГТУ, 2015 г.); Всероссийских научно-технических конференций «Наука. Технологии. Инновации» (г. Новосибирск, НГТУ, 2013, 2014, 2015 г.г.); III международном молодежном форуме «Интеллектуальные энергосистемы» (г. Томск, Томский политехнический университет, 2015 г.); VIII международной школо-семинаре молодых ученых и специалистов «Энергосбережение – теория и практика» (г. Москва, МЭИ, 2016 г.); XIII Международной научно-технической конференции «Проблемы совершенствования топливно-энергетического комплекса» (г. Саратов, СГТУ, 2016 г.); VII Международной научно-технической конференции «Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности» (г. Ульяновск, 2017 г.).

Соответствие паспорту специальности. Работа соответствует паспорту специальности научных работников 05.14.14 – Тепловые электрические станции, их энергетические системы и агрегаты: *в части формулы специальности* – «...проблемы совершенствования действующих...технологий производства электрической энергии и тепла...»; *в части области исследования* – пункту 1: «Разработка научных основ методов расчета, выбора... параметров, ... режимов работы агрегатов, систем и тепловых электростанций в целом»; пункту 2: «Исследование и математическое моделирование процессов, протекающих в агрегатах, системах и общем цикле тепловых электростанций»; пункту 3: «Разработка, исследование, совершенствование действующих... технологий производства электрической энергии и тепла...».

Публикации. Основное содержание диссертации опубликовано в 25 печатных работах, в том числе 8 работ в рецензируемых изданиях, рекомендованных ВАК РФ, 3 патента на изобретение РФ.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, выводов, списка литературы, включающего 127 наименований. Изложена на 151 странице машинописного текста, содержит 51 рисунок, 22 таблицы и 5 Приложений.

1. ОБЗОР И АНАЛИЗ СОВРЕМЕННОГО СОСТОЯНИЯ ПРОБЛЕМЫ В ОБЛАСТИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ПАРОГАЗОВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ НА ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯХ

1.1. Современное состояние отечественной энергетики в области парогазовых технологий

На ранних этапах своего развития (начало – середина 20-го столетия) мировая энергетика характеризовалась преимущественным развитием паротурбинных тепловых электрических станций. Это объяснялось недостаточным развитием газотурбинных установок, которые уступали паровым турбинам по развиваемой мощности и тепловой экономичности. К тому же на данном этапе развития мировой энергетической отрасли отсутствовало стремительное повышение цен на топливо, поэтому задача максимально возможного повышения коэффициента полезного действия по отпуску электрической энергии на тепловых электрических станциях была не столь актуальной.

Поскольку технико-экономические показатели работы парогазовых установок напрямую зависят от степени совершенства ГТУ, то в первой половине 20-го столетия развитие газотурбинных и парогазовых технологий развивалось достаточно медленно [80].

Однако, в послевоенный период мировое газотурбостроение интенсивно развивалось, заметно увеличивалось число стран и фирм, занятых производством ГТУ, возрастало суммарное количество эксплуатируемых в мире газотурбинных и парогазовых установок с попутным увеличением их мощности [116]. Основными областями применения газотурбинных установок стали авиация, энергетика и механический привод технологического оборудования (главным образом компрессоров и насосов трубопроводного транспорта) [12, 29, 38].

В дальнейшем основной акцент в развитии газотурбинных технологий будет неразрывно связан с повышением начальной температуры газов перед проточной частью газовой турбины ГТУ, что в последующем создаст предпосылки к развитию парогазовых технологий. Совершенствование стационарных

ГТУ связано в первую очередь с освоением высоких температур рабочего тела (до 1300...1500 °С) и повышением единичной мощности (до 250...300 МВт и выше), что позволяет рассматривать ГТУ как весьма перспективный двигатель парогазовых ТЭС. При этом часто (даже в ущерб экономичности собственно ГТУ) температура уходящих газов принимается завышенной (до 600...610 °С), чтобы обеспечить возможность получения достаточно высокой температуры свежего пара для паровой турбины и, в конечном счете, повысить КПД ПГУ в целом [108].

Стремление объединить газотурбинный и паротурбинный циклы с целью производства электрической энергии привело к созданию ПГУ [21]. Первым этапом ввода ПГУ является строительство на ТЭС газотурбинных установок, основным предназначением которых является покрытие пиковой нагрузки. В дальнейшем газовый цикл достаивается паровой частью для преобразования в ПГУ.

Историю развития парогазовых технологий как в отечественной, так и в зарубежной энергетике можно разделить на два этапа: 1) период внедрения на ТЭС парогазовых установок монарного типа (*контактные* ПГУ) и частично бинарных ПГУ; 2) появление более совершенных с термодинамической точки зрения парогазовых установок утилизационного типа.

На раннем (1950-1980 г.г.) этапе развития парогазовых технологий, когда температура газов после газовой турбины была не достаточно высокой, большое распространение получили комбинированные установки монарного типа (*контактные* ПГУ), со сбросом уходящих газов в энергетический паровой котел-утилизатор (*сбросные* ПГУ), с высоконапорным парогенератором (ПГУ с ВПГ) и с «вытеснением» регенерации. При этом генерация водяного пара и его перегрев осуществляются за счет осуществления сгорания топлива в паровом контуре в отличие от утилизационных ПГУ, в которых для данной цели используется теплота уходящих газов после газовой турбины. Поэтому в паровом контуре перечисленных ПГУ использовались высокие параметры водяного пара вплоть до сверхкритических, что позволяло применять промежу-

точный перегрев водяного пара с целью увеличения его конечной степени сухости и повышения термического КПД установки в целом.

Одно из важнейших требований, предъявляемых к ПГУ указанного типа, заключалось в надстройке парового цикла газотурбинной частью. В итоге идея совмещения циклов Ренкина и Брайтона путем использования уходящих газов ГТУ в качестве окислителя процесса горения в топочной камере парового котла без изменения существующей тепловой схемы паросиловой установки (ПСУ) привела к созданию *парогазовых установок с низконапорным парогенератором* (ПГУ с НПГ). Данные установки также называют ПГУ со сбросом уходящих газов в паровой энергетический котел («сбросные» ПГУ). Особенностью работы ПГУ с НПГ является большой расход топлива в паровой котел по сравнению с расходом топлива в камеру сгорания ГТУ [69]. Поэтому мощность парового цикла ПГУ с НПГ в среднем в три раза превышает мощность газового цикла, что обуславливает невысокие значения повышения КПД ПГУ. Экономичность «сбросных» ПГУ находится в пределах $\eta_{\text{пгу с нпг}} = 43 - 48 \%$.

Использование ПГУ с низконапорным парогенератором оправдывается возможностью использования практически любого вида топлива, начиная от твердого (каменный уголь, бурый уголь) и заканчивая газообразным или жидким (мазут). По аналогии со схемой ПГУ с «вытеснением» регенерации для подогрева турбинного конденсата и питательной воды могут использоваться отборный пар паровой турбины или уходящие газы ГТУ, а также реализоваться промежуточный перегрев частично отработавшего в турбине водяного пара (рис. 1.1).

Более высокими значениями КПД по отпуску электрической энергии по сравнению со «сбросными» установками располагают *ПГУ с ВПГ* за счет большей удельной мощности газотурбинного контура [8]. Кроме того, данные установки характеризуются существенно меньшей металлоемкостью за счет более компактного парогенератора, что обуславливает меньшие капиталовложения в оборудование.

На основе накопленного опыта эксплуатации в 1964-71 г.г. первых экспериментальных ПГУ с ВПГ (мощностью 7,5 и 35,5 МВт) был введен в эксплуатацию парогазовый энергоблок (ПГУ-200) на Невинномысской ГРЭС мощностью 210 МВт. ПГУ-200 Невинномысской ГРЭС работает с промежуточным перегревом водяного пара (рис. 1.2).

В зарубежных странах установки данного типа не получили широкого распространения в энергетике с целью производства электрической энергии. Исключение составляет ПГУ с ВПГ мощностью 170 МВт (без промперегрева), которая была введена в эксплуатацию на ТЭС «Келлерман» (г. Люнен, Германия).

На базе разработанных ЦКТИ схем и основного оборудования парогазовых установок в Советском Союзе были построены и введены в эксплуатацию следующие парогазовые установки:

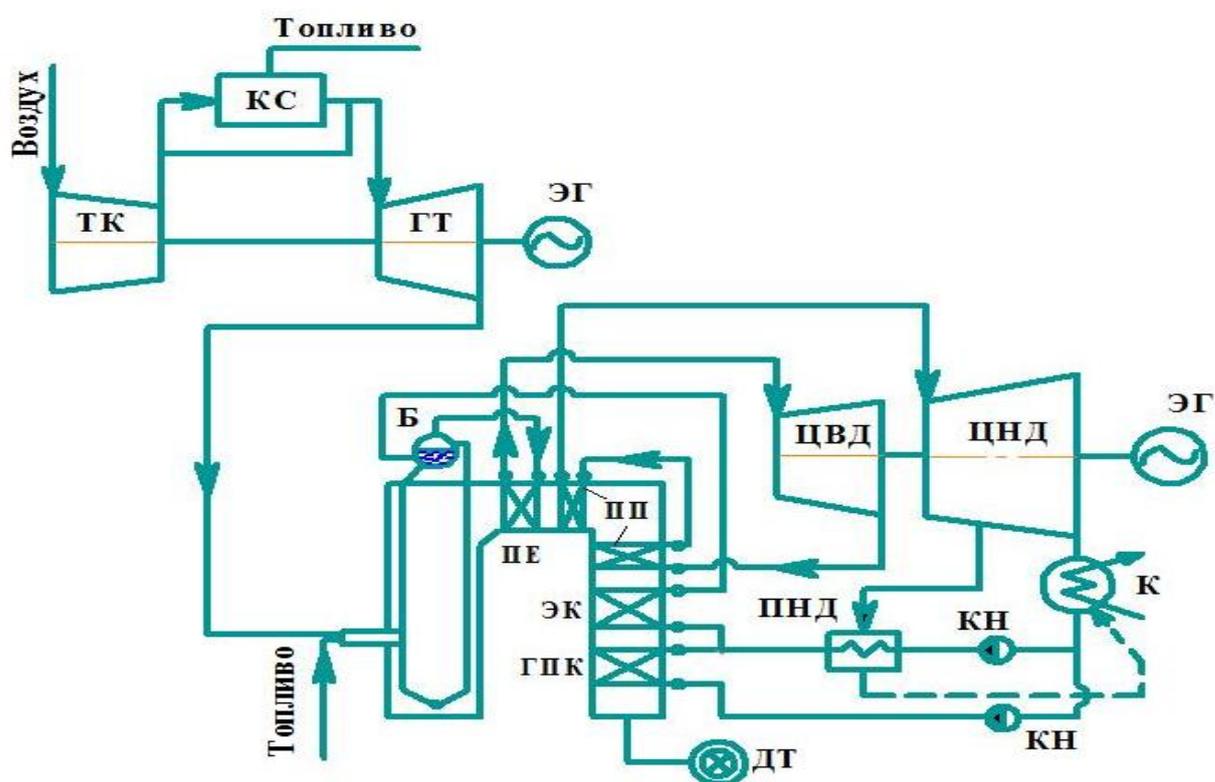


Рис. 1.1. Схема ПГУ с НПГ с промежуточным перегревом водяного пара:

ТК – турбокомпрессор, ГТ – газовая турбина, КС – камера сгорания, ЦВД, ЦНД – цилиндры высокого и низкого давления паровой турбины, ПНД, ПВД – регенеративные подогреватели высокого и низкого давления, К – конденсатор, КН – конденсатный насос, ПЕ, ПП – основной и промежуточный пароперегреватели, ЭК – водяной экономайзер, ГПК – газовый подогреватель конденсата, ЭГ – электрогенератор

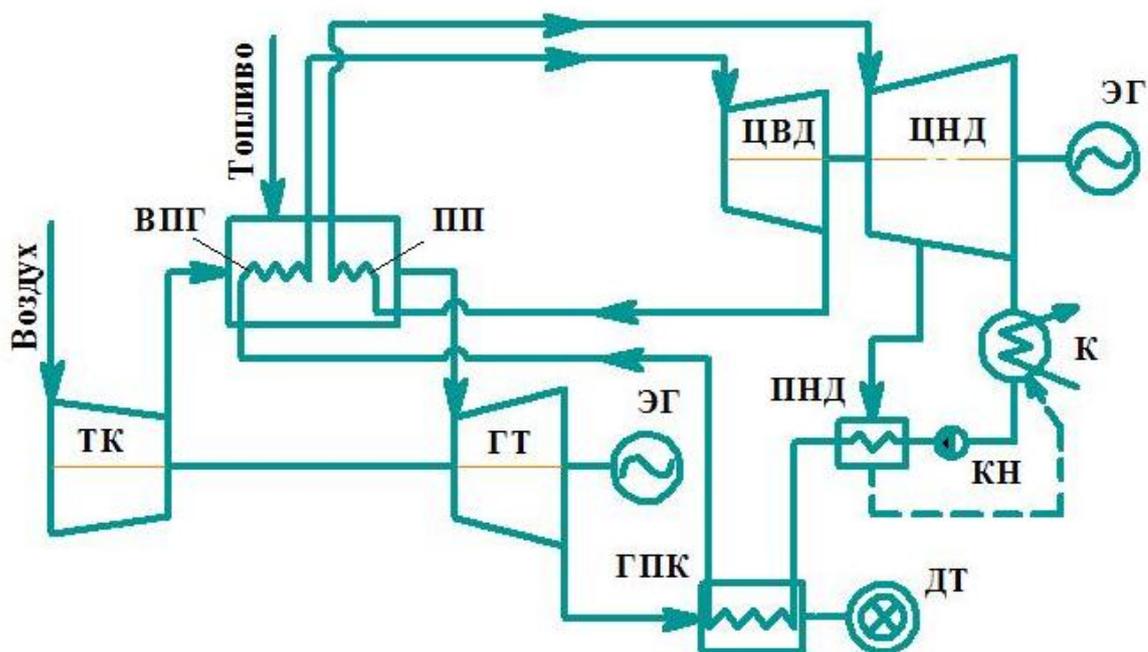


Рис. 1.2. Схема ПГУ с ВПГ с промежуточным перегревом водяного пара: ВПГ – основная теплообменная поверхность парогенератора, ПП - промежуточный пароперегреватель. Остальные обозначения те же, что и на рис. 1.1.

— 1963 г., Ленинград, Первая Ленинградская ГЭС, ПГУ с ВПГ – 6,5 мощностью 6,5 МВт, ($\eta_{\text{ПГУ}} = 29,1\%$), на базе ГТУ-1,5 с начальной температурой газов 720 °С;

— 1966...1970 гг., Ленинград, Ленинградская ТЭЦ №6, 3 блока ПГУ с ВПГ мощностью по 16,5 МВт, ($\eta_{\text{ПГУ}} = 35,5\%$), на базе ГТ-700-4-1 с начальной температурой газов 700 °С;

— 1972 г., Невинномысск, Невинномысская ГРЭС, ПГУ с ВПГ мощностью 200 МВт, ($\eta_{\text{ПГУ}} = 43\%$), на базе ГТ-35 с начальной температурой газов 770 °С;

— 1982 г., Молдавская ГРЭС, ПГУ с НПГ мощностью 250 МВт, ($\eta_{\text{ПГУ}} = 42\%$), на базе ГТ-35 с начальной температурой газов 770 °С.

За эти годы в мировом газотурбостроении сменилось несколько поколений агрегатов. Начальная температура газа выросла с 800–850 °С до 1200–1300 °С и выше. В результате этого была преодолена граница (≈ 1100 °С), за которой наиболее эффективным типом парогазовой установки становится не

парогазовая установка с высоконапорным (ПГУ с ВПГ) или низконапорным парогенератором (ПГУ с НПГ), а утилизационная парогазовая установка (ПГУ с котлом-утилизатором). Поэтому в настоящее время большинство ГТУ проектируются в расчете на возможность работы в составе ПГУ. При этом часто (даже в ущерб экономичности собственно ГТУ) температура уходящих газов принимается завышенной (до 600...610 °С), чтобы обеспечить возможность получения достаточно высокой температуры свежего пара для ПТУ и, в конечном счете, повысить КПД ПГУ в целом.

Это позволило применять одновальные ПГУ с двумя или тремя значениями давления с промежуточным перегревом водяного пара, которые активно вводились в Японии в 70–80-е годы. Так, на ТЭС Futtsu токийского энергообъединения ТЕРСО начиная с 1986 г. было установлено 14 одновальных ПГУ мощностью по 164 МВт [117].

Однако, в последние 15–20 лет существования Советского Союза в энергетике в области парогазовых технологий имела место затяжная пауза, имеющая объективные причины, к числу которых относятся:

- нарастающие общие проблемы в энергетике СССР, приводившие к централизованному недофинансированию и долгостроям;
- искусственные барьеры между инженерными разработками, материалами и технологиями в оборонной, в частности, авиапромышленности и стационарным энергомашиностроением;
- централизованно формируемая техническая политика в энергетике, в рамках которой явно недооценивались парогазовые технологии, несмотря на огромную долю природного газа в топливном балансе страны (более 30 %).

По указанным выше причинам отечественная энергетика оказалась не готова к смене направления развития высокоэкономичных ПГУ с КУ, по которым имевшийся в те годы теоретический и практический задел был подкреплен проектами установок.

В настоящее время строительство парогазовых установок является преобладающей тенденцией в современной энергетике в связи с разработан-

ной по заданию правительства Российской Федерации «Энергетической стратегией России на период до 2020 года» и на долю ПГУ приходится примерно 35 % общего объема новых мощностей, вводимых на тепловых электростанциях в мировой энергетике [1].

Это обусловлено многими преимуществами газотурбинных и парогазовых ТЭС по сравнению с паротурбинными (паросиловыми) ТЭС. К их числу можно отнести следующие положительные факторы [43, 53, 54].

1. Меньшие удельные капитальные вложения в строительство ПГУ, что связано с заменой сложного энергетического котла более простым по компоновке котлом-утилизатором, использованием более простых паровых турбин и, соответственно, отсутствием системы регенеративного подогрева питательной воды.

2. Существенно меньший строительный цикл ПГУ. ПГУ, как и ПСУ, можно вводить поэтапно, что упрощает проблему инвестиций.

3. Достаточно высокая экономичность ПГУ. К примеру, КПД трехконтурной ПГУ с промежуточным перегревом пара, в которой температура газов перед газовой турбиной находится на уровне 1450 °С, достигает 60 %.

4. Высокая маневренность ПГУ, обеспечиваемая наличием в ее схеме ГТУ, нагрузку которой можно изменять в течение нескольких минут.

5. При одинаковой мощности паросиловой и парогазовой ТЭС потребление охлаждающей воды ПГУ примерно втрое меньше. Это объясняется тем, что мощность паросиловой части ПГУ составляет 1/3 от общей мощности, а ГТУ охлаждающей воды практически не требует.

6. Существенно меньшие выбросы оксидов азота (NO_x). Выбросы NO_x крайне негативным образом сказываются на здоровье населения [16], что обуславливает ежегодное ужесточение экологических требований по обеспечению предельно допустимых концентраций (ПДК) оксидов азота в атмосфере и привело к скорейшему внедрению парогазовых технологий в странах Западной Европы еще с конца 80-х гг. прошлого столетия [94].

Недостатком парогазовых установок утилизационного типа является невозможность использования твердых сортов топлива, поскольку ГТУ могут работать только на газообразном топливе, и, в редких случаях, на жидком топливе. В топливном балансе энергетического сектора РФ доля природного газа составляет 50-55 %, что создает предпосылки для широкого использования парогазовых установок для производства электрической энергии [25]. Согласно статистическим данным на территории Российской Федерации сосредоточено более 700 газовых и газонефтяных месторождений (35 % общих запасов природного газа), что позволяет констатировать тот факт, что отечественная энергетика располагает надежной топливной базой для использования природного газа для нужд парогазовых ТЭС на ближайшую и отдаленную перспективу [1, 69, 88]. Кроме того, природный газ – наиболее экологически чистое топливо по сравнению с жидкими или твердыми сортами топливами.

В настоящее время наибольшее распространение получили чисто утилизационные ПГУ двух давлений (с двухконтурным котлом-утилизатором). Это стало возможным благодаря использованию в тепловых схемах ПГУ высокоэкономичных газотурбинных установок (ГТУ) с высокой начальной температурой газов перед проточной частью газовой турбины (ГТ). Таким образом, обеспечиваются высокие начальные параметры пара на выходе из котла-утилизатора (КУ). ПГУ с высоконапорным парогенератором, а также сбросные ПГУ практически не применяются. КПД ПГУ с паровым циклом двух давлений составляет 47,5...53 % . Результат зависит от температуры газов перед газовой турбиной ГТУ.

Самым эффективным типом ПГУ с точки зрения экономичности и возможности практической реализации является двухконтурная парогазовая установка утилизационного типа (ПГУ-У), в которой теплота уходящих газов ГТУ полезно используется в котле-утилизаторе для генерации пара двух давлений, подаваемого в паровую турбину (рис. 1.3). Данные установки работают по комбинированному циклу Брайтона-Ренкина, в котором паровой цикл

(цикл Ренкина) является полностью утилизационным по отношению к газовому (цикл Брайтона) (рис. 1.4).

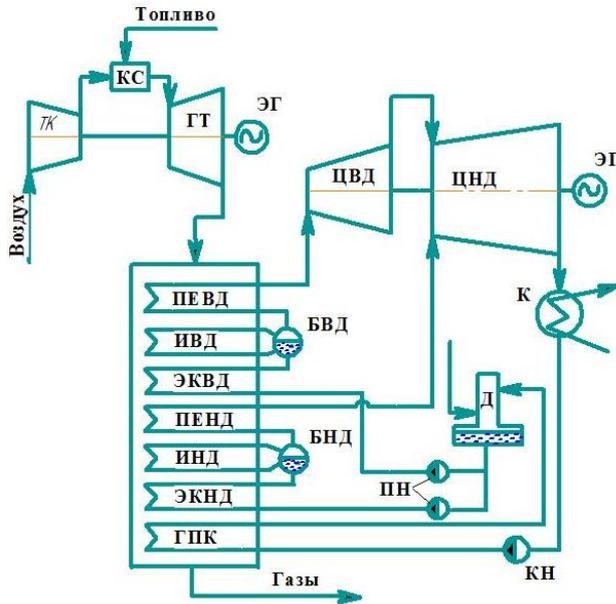


Рис. 1.3. Двухконтурная ПГУ-У при отсутствии промпрегрева пара

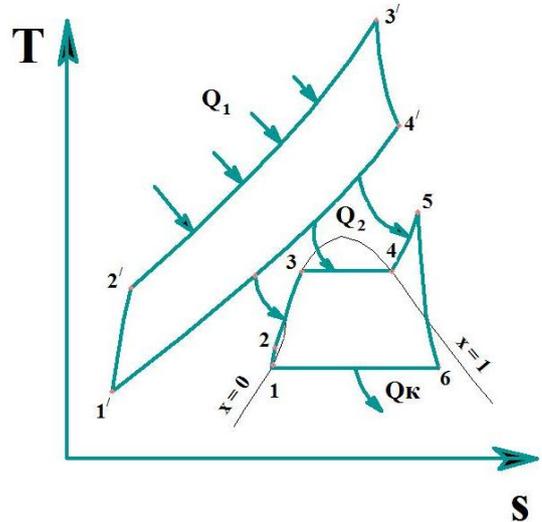


Рис. 1.4. Комбинированный цикл Брайтона-Ренкиана ПГУ

В газотурбинном цикле происходит получение продуктов сгорания на выходе из камеры сгорания ГТУ и преобразование тепловой энергии продуктов сгорания в электрическую энергию. В паротурбинном цикле энергия уходящих газов передается воде и водяному пару, который, расширяясь в проточной части паровой турбины (ПТ), служит для получения электрической энергии в паровой турбине. Таким образом, выработка электрической энергии осуществляется как в газотурбинной, так и в паротурбинной установке, при условии, что топливо сжигается только в камере сгорания ГТУ. По этой причине парогазовые установки намного экономичнее отдельно взятых газотурбинных или паросиловых энергетических блоков [21, 30, 108].

В случае недостаточно высокой температуры газов после газовой турбины после газовой турбины возникает необходимость в размещении камеры дополнительного сжигания топлива (КДСТ), которую размещают в зоне высоких температур котла-утилизатора (рис. 1.5) для повышения и стабилиза-

ции параметров генерируемого водяного пара или в его хвостовой части для подогрева сетевой воды (рис. 1.6) [108].

При установке КДСТ в зоне высоких температур котла-утилизатора обеспечивается повышение параметров перегретого водяного пара, поскольку увеличивается средняя температура подвода теплоты в паровой цикл. Данный способ работы ПГУ применяют в случае недостаточно высокой температуры газов на входе в котел-утилизатор. Однако при этом возможно снижение КПД парогазовой установки, несмотря на повышение начальных параметров водяного пара. Одним из решений данной проблемы может стать полезное использование повышения температурного уровня газов во входной (по ходу движения газов) зоне шахты котла-утилизатора с целью осуществления промежуточного перегрева водяного пара (рис. 1.7).

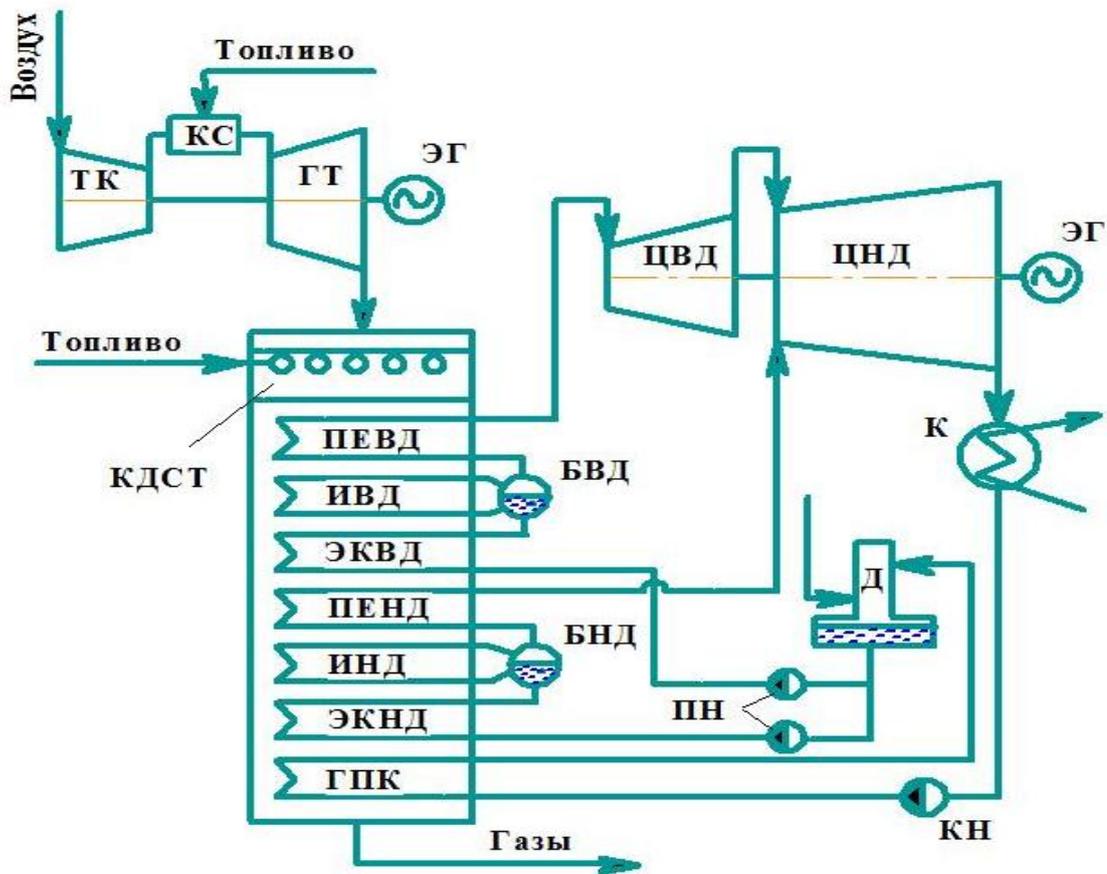


Рис. 1.5. Парогазовая установка с дожиганием топлива в зоне высоких температур котла-утилизатора

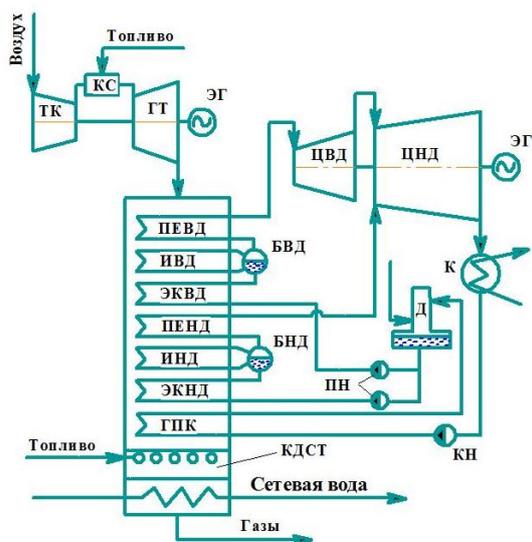


Рис. 1.6. Парогазовая установка с дожиганием топлива в хвостовой части котла-утилизатора (КУ)

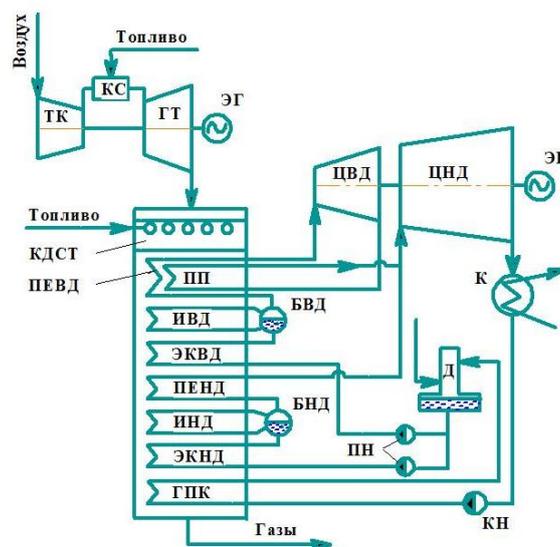


Рис. 1.7. Парогазовая установка с дожиганием топлива в хвостовой части КУ для вторичного перегрева водяного пара

С появлением на Российском рынке мощных газотурбинных установок расширились работы по разработке парогазовых установок утилизационного типа:

- В 2000–2008 гг. осуществлялось строительство двух парогазовых блоков ПГУ-450Т на Северо-Западной ТЭЦ г. Санкт-Петербург. В состав каждого парогазового энергоблока входят две газотурбинные установки V-94.2 фирмы Siemens мощностью по 150 МВт, два котла-утилизатора П-90 ОАО «Подольский машиностроительный завод», одна теплофикационная паровая турбина Т-150-7,7 ОАО «ЛМЗ» мощностью 150 МВт. Особенностью данной теплоэлектростанции является тот факт, что Северо-Западная ТЭЦ – первая в России чисто парогазовая ТЭЦ.

- В 2005 г. осуществлен ввод в эксплуатацию аналогичной ПГУ-450Т на Калининградской ТЭЦ-2. В 2010 г. на Калининградской ТЭЦ-2 введена в эксплуатацию вторая парогазовая установка ПГУ-450Т. В состав каждой ПГУ входят две газовые турбины ГТЭ-160 и одна теплофикационная паровая турбина Т-125/150. Коэффициент полезного действия ПГУ-450Т в номинальном режиме составляет 51 %.

После успешного ввода в эксплуатацию ПГУ мощностью по 450 МВт на Северо-Западной ТЭЦ и Калининградской ТЭЦ-2 развернулось полномасштабное строительство парогазовых установок. С 2007 г. по настоящее время были введены в эксплуатацию парогазовые блоки на следующих тепловых электрических станциях:

- осуществлен ввод в эксплуатацию двух парогазовых установок ПГУ-450 на ТЭЦ-27 г. Москвы. Первый парогазовый блок был запущен в августе 2007 г., второй – 17 декабря 2008 г;

- в январе 2009 г. произведен запуск аналогичного парогазового блока ПГУ-450 на ТЭЦ-21 г. Москвы;

- на Сочинской ТЭС осуществлен ввод в эксплуатацию трех парогазовых установок средней мощности: две ПГУ-39 (20 декабря 2004) и одна ПГУ-80 (25 декабря 2009 г.);

- в 2010 г. на Шатурской ГРЭС осуществлен запуск и ввод в эксплуатацию одновальной ПГУ-400;

- в 2004 и 2011 г.г. состоялся ввод в эксплуатацию двух парогазовых установок ПГУ-220 на Тюменской ТЭЦ-1;

- на Южной ТЭЦ г. Москвы была принята в коммерческую эксплуатацию ПГУ-450 (8 апреля 2011 г.);

- 7 июня 2011 г. на Челябинской ТЭЦ-3 осуществлен запуск ПГУ-320;

- 8 октября 2011 г. на Краснодарской ТЭЦ осуществлен запуск и ввод в эксплуатацию ПГУ-420;

- в 2012 г. завершено строительство двух парогазовых блоков ПГУ-180 на Первомайской ТЭЦ г. Санкт-Петербург;

- в 2008-2011 г.г. на Яйвинской ГРЭС осуществлялось строительство парогазового блока ПГУ-450;

- в 2007-2013 г.г. на ТЭЦ Московской области установлено несколько парогазовых установок равной мощности (две ПГУ-450 на ТЭЦ-27, одна ПГУ-450 на ТЭЦ-21, по одной ПГУ-420 на ТЭЦ-16, ТЭЦ-20 и ТЭЦ-26);

– В 2011 – 2013 гг. активными темпами внедрялись парогазовые технологии в Самарской области: состоялся запуск ПГУ-170 на Сызранской ТЭЦ (в 2012 г.), в 2013 г. осуществлен ввод в эксплуатацию ПГУ-230 на Новокуйбышевской (НК) ТЭЦ-1. В состав ПГУ-230 входят три ГТУ PG611FA (General Electric (США)) мощностью по 77 МВт в номинальном режиме каждая и три котла-утилизатора КГТ-119. Особенностью работы ПГУ-230 НК ТЭЦ-1 является отпуск свежего пара, вырабатываемого котлами-утилизаторами, в общестанционный коллектор (главный паропровод).

Кроме того, по состоянию на 2015-2016 гг. в различных стадиях проектирования или строительства находятся несколько ПГУ.

Поскольку традиционные паросиловые установки достигли вершины своего развития, дальнейшее совершенствование тепловых электрических станций связано с освоением парогазовых технологий. Доказательством этого служит то, что практически во всех развитых странах интенсивным путем осуществляется строительство парогазовых блоков и на ТЭС.

В целом можно констатировать, что создание ПГУ на уровне близком к лучшим мировым образцам является совершенно реальной задачей для отечественной промышленности. Доказательство тому – успешная реализация программы по вводу в эксплуатацию парогазовых установок на отечественных ТЭЦ.

1.2. Перспективы развития парогазовых установок утилизационного типа

Особенность парогазовых установок заключается в том, что роль энергетического парового котла выполняет котел-утилизатор, в котором процесс передачи теплоты водяному пару и воде осуществляется не путем сжигания топлива, а через утилизацию теплоты потока уходящих газов. Поэтому в котлах-утилизаторах невозможно получить докритические и тем более сверхкритические параметры водяного пара, поскольку температура газов на входе в котел-утилизатор не превышает 550 °С в зависимости от степени совершен-

ства газотурбинной установки, что обуславливает невысокие начальные параметры водяного пара.

По этой причине в настоящее время актуальной задачей является совершенствование тепловых схем парогазовых установок утилизационного типа. Для этой цели применяют следующие мероприятия: размещение газового подогревателя конденсата (ГПК) в хвостовой части котла-утилизатора, ступенчатый подвод теплоты в газовом цикле, многоступенчатое сжатие циклового воздуха в турбокомпрессоре ГТУ, повышение температуры продуктов сгорания перед проточной частью газовой турбины.

Постоянное ужесточение требований по минимальной концентрации оксидов азота NO_x в выходных газах теплоэнергетических установок привело к появлению парогазовых установок с впрыском водяного пара в камеру сгорания ГТУ. Подавление процесса образования оксидов азота обеспечивается снижением теоретической температуры в стехиометрических зонах камеры сгорания и улучшением кинетики процесса сгорания топлива [42]. Кроме того, впрыск водяного пара или воды позволяет увеличить мощность газотурбинной установки за счет увеличения расхода рабочего тела газового цикла [30].

Однако у данного способа работы ПГУ имеются и свои недостатки, к числу которых следует отнести: ухудшение интенсивности и полноты выгорания топлива с увеличением концентрации продуктов недожога углеводородов, снижение устойчивости процесса горения, которое характеризуется появлением колебаний вибрационного горения. При этом стоит учитывать факт возможного снижения экономичности ГТУ вследствие уменьшения температуры горения и, соответственно, начальной температуры газов перед турбиной, а также техническую трудность организации конденсации водяного пара из парогазовой смеси на выходе из котла-утилизатора, что обуславливает больше потери воды, что требует мощной водоподготовительной установки (ВПУ).

Решением одновременного повышения КПД и мощности ГТУ может стать использование промежуточного перегрева водяного пара перед подачей его в камеру сгорания (рис. 1.8).

В этом случае часть потока водяного пара, отводимого на впрыск в ГТУ, предварительно частично расширяется в паровой турбине, после чего вторично перегревается в промежуточном пароперегревателе, и лишь после впрыскивается в камеру сгорания ГТУ.

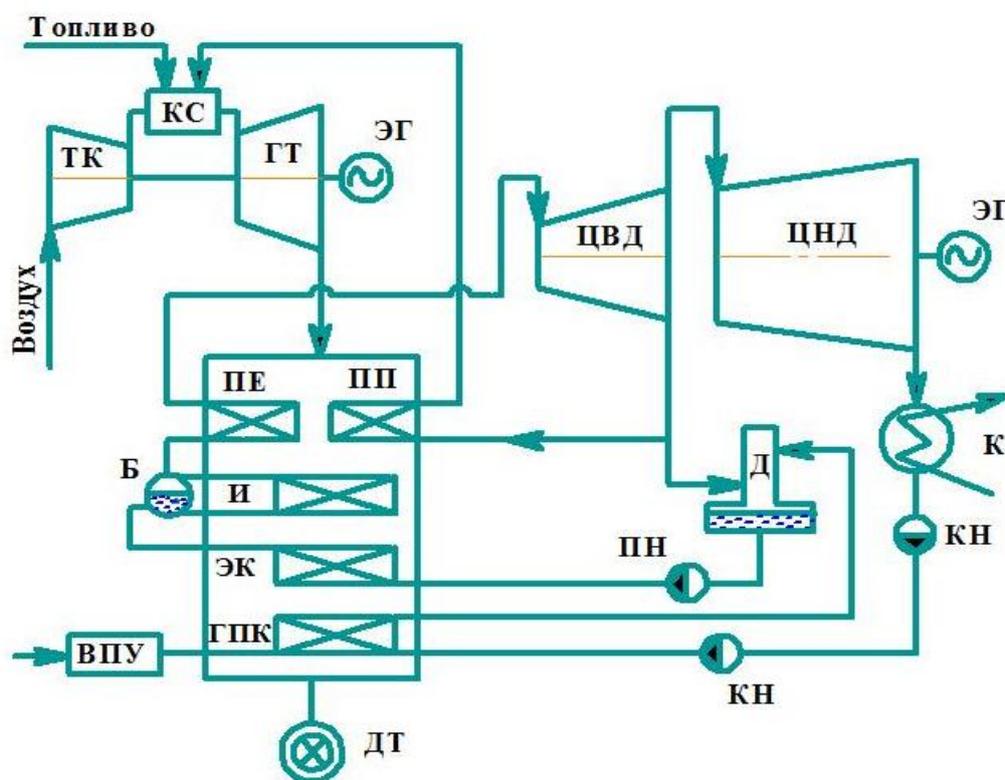


Рис. 1.8. Схема ПГУ с впрыском водяного пара в камеру сгорания ГТУ и промежуточным пароперегревателем

Перечисленные мероприятия направлены на повышение эффективности работы ГТУ и котла-утилизатора. В то же время актуальной остается проблема совершенствования паровых турбин, входящих в состав ПГУ, которые, как правило, не имеют системы регенерации и работают на сниженных начальных параметрах водяного пара [21, 30, 108]. Сниженные начальные параметры водяного пара обусловлены тем, что в котлах-утилизаторах не сжигается топливо, а процесс генерации и перегрева водяного пара осуще-

ствляется в результате теплообмена с уходящими газами ГТУ. Отсутствие системы регенерации определяется необходимостью поддержания невысокой температуры турбинного конденсата перед хвостовой поверхностью котла-утилизатора (около 60 °С), поскольку при больших значениях температуры воды произойдет повышение температуры уходящих газов после котла-утилизатора, что приведет к снижению его КПД.

Главным дискуссионным вопросом при выборе схемы является применение промежуточного перегрева пара [66]. КПД ПГУ с паровым циклом двух давлений без промежуточного перегрева водяного пара варьируется от 47,5 до 53 %. Результат зависит от начальной температуры газов перед проточной частью газовой турбины.

Использование технологии промежуточного перегрева водяного пара в парогазовых установках позволяет повысить КПД ПГУ до значений 53 – 58 %, что обусловлено подводом дополнительного количества теплоты к водяному пару, совершающему полезную работу в паротурбинном цикле. За счет подвода к водяному пару дополнительной теплоты увеличивается его теплоперепад в цилиндре низкого давления (ЦНД) паровой турбины, что приводит к увеличению мощности и тепловой экономичности паровой турбины. В результате термический КПД цикла парогазовой установки возрастает. Соответственно, повышается эффективность от использования тепловой энергии, выделяющейся при сжигании топлива в камере сгорания ГТУ, для преобразования ее в электрическую энергию, отпускаемую внешнему потребителю.

Данному направлению все большее внимание начинают уделять в зарубежных странах (США, Япония). Построенные и введенные в эксплуатацию в этих странах парогазовые установки утилизационного типа с промежуточным перегревом водяного пара в контуре высокого давления котла-утилизатора уже доказали свою эффективность. По этой причине в дальнейшем прогресс парогазовых технологий будет неразрывно связан с применением промежуточного перегрева водяного пара в парогазовых установках.

В настоящее время недостатки и трудности использования промежуточного перегрева водяного пара в котле-утилизаторе связаны с ограниченным опытом эксплуатации котлов-утилизаторов с дополнительно размещаемой поверхностью нагрева промежуточного пароперегревателя, усложнением систем управления и увеличением капитальных затрат, что особенно актуально для отечественной энергетики. Немаловажным фактором является тот факт, что в сравнении со странами Западной Европы, США и Японии, в Российской Федерации парогазовые технологии стали применяться значительно позже (с середины 90-х годов 20-го столетия).

Таким образом, дальнейшее совершенствование парогазовых установок утилизационного типа направлено на исследование новых способов промежуточного перегрева водяного пара за счет полезного использования других источников теплоты в комбинированном цикле. При этом особое внимание следует уделять подогреву сетевой воды для достижения максимальной эффективности работы ПГУ утилизационного типа.

Параллельно с развитием парогазовых установок утилизационного типа разрабатываются тепловые схемы *ПГУ со сжиганием твердого топлива*. Проблема использования твердых сортов топлива в парогазовых установках заключается в уносе из камеры сгорания ГТУ частиц золы и несгоревшего топлива, засоряющих проточную часть газовой турбины [30]. Поэтому перед использованием угля в качестве основного топлива необходимо производить его газификацию с образованием искусственного горючего газа. Таким образом, появился новый вид комбинированных установок – ПГУ с внутрицикловой газификацией твердого топлива (ПГУ с ВГЦТ) (рис. 1.9).

В отечественной энергетике данные установки не получили распространения по целому ряду причин:

– необходимостью разделения воздуха на азот и кислород, что само по себе является довольно энергоемким процессом, сопровождающимся нежелательным охлаждением сжатого в турбокомпрессоре ГТУ воздуха до 180 – 190 °С;

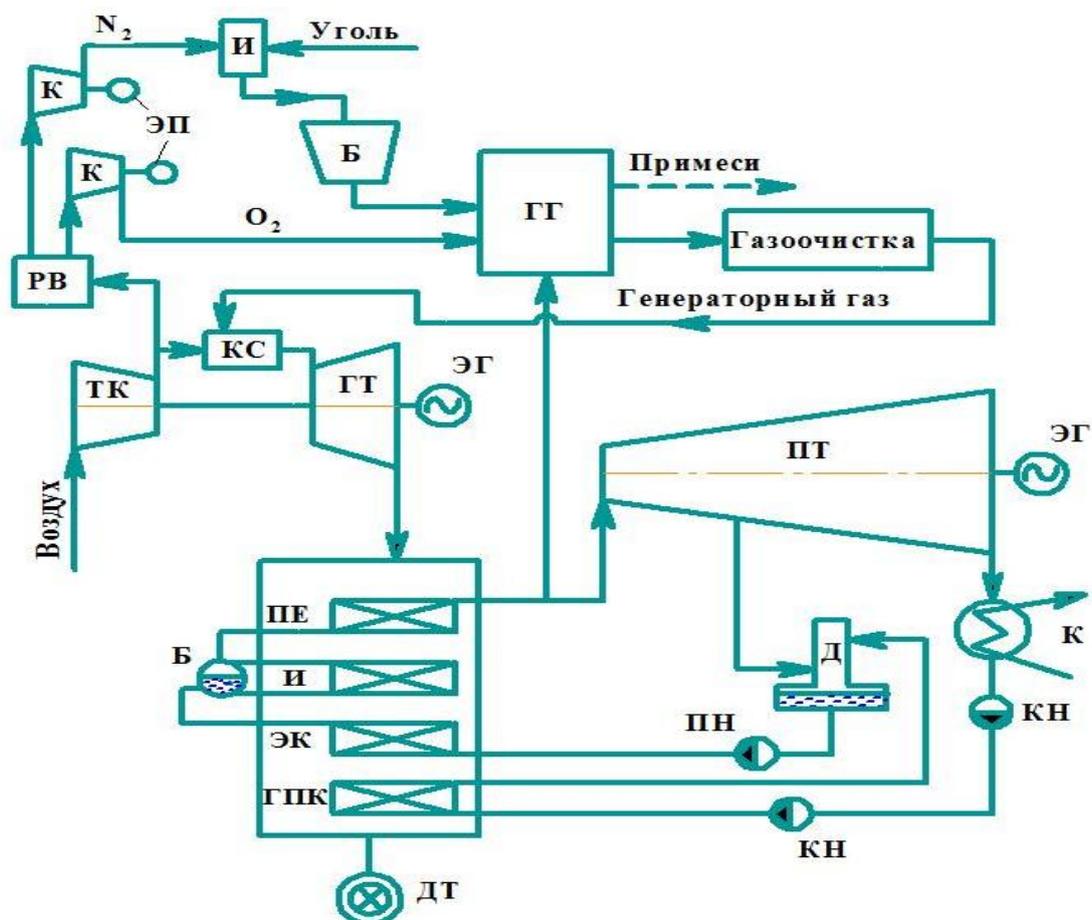


Рис. 1.9. Схема ПГУ с внутрицикловой газификацией твердого топлива:
 РВ – разделитель воздуха, К – компрессор, ЭП – электропривод, И – измельчитель,
 Б – топливный бункер, ГГ – газогенератор, ПТ – паровая турбина

- требованием глубокой очистки генераторного газа от смол и твердых частиц с образованием «грязных стоков», которые в свою очередь требуют очистки;
- низкая теплота сгорания генераторного газа по сравнению с природным газом обуславливает его большой расход и более низкое значение температуры газов перед газовой турбиной, что приводит к снижению КПД ГТУ;
- полезная работа паровой турбины затрачивается не только на привод турбокомпрессора, но и на обеспечение работы контура генерации генераторного газа, что приводит к снижению общего КПД парогазовой установки;
- затруднение эксплуатации ПГУ из-за сложной системы регулирования газогенератора.

В целом, с учетом приведенных факторов полный КПД парогазовой установки с внутрицикловой газификацией твердого топлива не достигает

высоких значений, и по этому показателю уступает ПГУ-У. Однако данные установки получили распространение в странах Западной Европы и США по причине значительной доли каменного угля в топливно-энергетическом балансе. Примеры мощных парогазовых установок с газификацией угольной пыли, введенных в эксплуатацию в 1990-х г.г. [8]:

- ПГУ мощностью 284 МВт (ТЭС «Buggenum», Нидерланды);
- ПГУ мощностью 250 МВт (ТЭС «WaBash River», США);
- ПГУ мощностью 107 МВт (ТЭС «Pinen Pine», США).

Техническая трудность организации генерации искусственного газа в технологической схеме парогазовой установки привела к созданию ПГУ с паровыми котлами с кипящим слоем под давлением, которые фактически являются разновидностью ПГУ с ВПГ, работающими на твердом топливе [84]. На рис. 1.10 представлен вариант *тепловой схемы твердотопливной ПГУ с ВПГ с промежуточным перегревом водяного пара*.

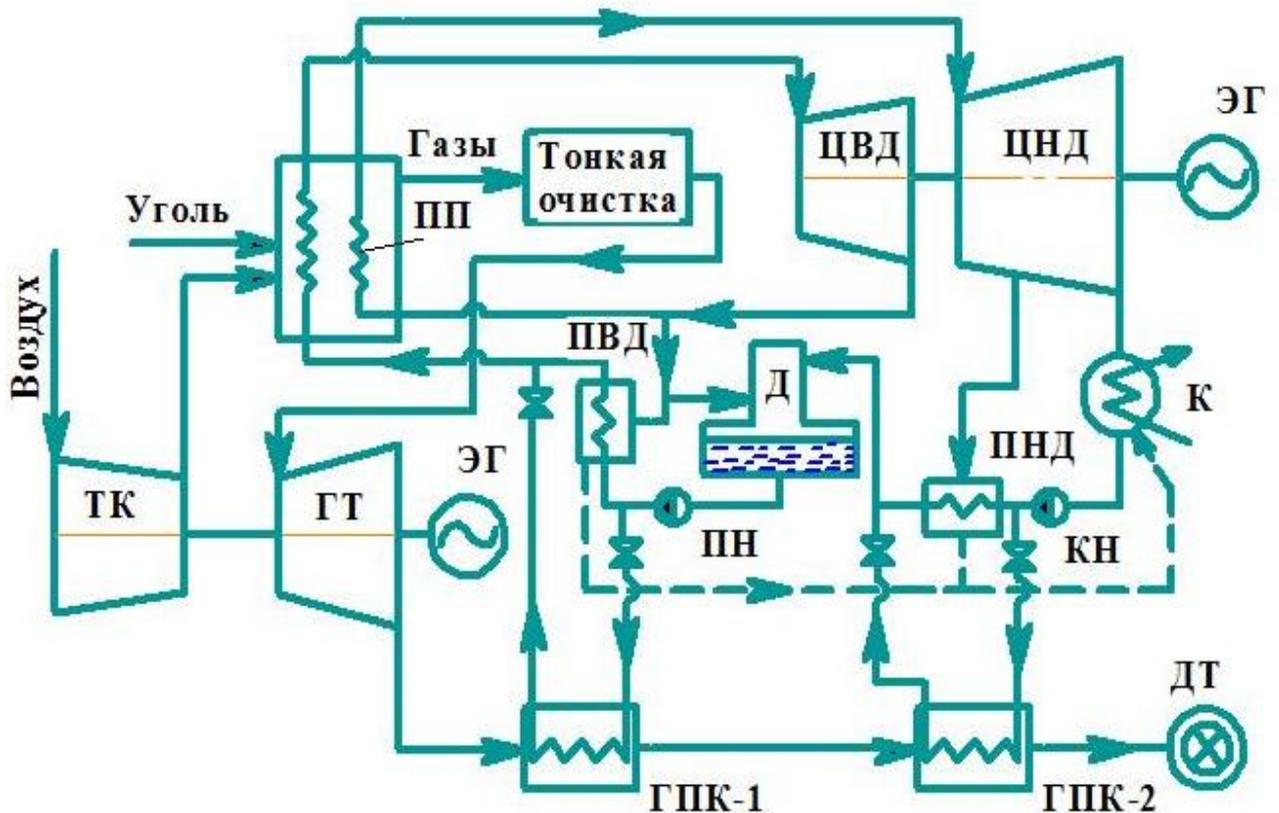


Рис. 1.10. Схема ПГУ с ВПГ на твердом топливе с промперегревом водяного пара

1.3. Анализ современных схем парогазовых установок утилизационного типа с промежуточным перегревом водяного пара

Вопросами совершенствования газотурбинных и парогазовых технологий на ТЭС занимались многие ученые: Трухний А.Д., Фортов Е.В., Цанев С.В., Буров В.Д., Плачкова С.С., Ремезов А.Н., Зысин Л.В., Андриющенко А.И., Мошкарин А.В., Гольтман А.Э., Гохштейн Д.П., Засин В.А., Калина И.Д., Кириллов И.И., Корнеев М.И., Кудинов А.А., Кузьминский П.Д., Морозенко М.И., Петреня Ю.К., Щеглов А.Г., Степанов И.Р. и др. Несмотря на это, некоторые вопросы, связанные с повышением тепловой экономичности ПГУ-У на ТЭС не решены. В частности, отсутствуют исследования в области дальнейшего совершенствования ПГУ-У путем использования промежуточного перегрева водяного пара.

Известным способом осуществления промежуточного перегрева водяного пара является вариант размещения промежуточного пароперегревателя в зоне высоких температур котла-утилизатора ПГУ-У [23, 26, 64, 66, 78, 83, 115]. При этом необходимо стремиться к обеспечению максимально возможной температуры вторично перегретого водяного пара с целью достижения наибольшего повышения его теплоперепада в паровой турбине. Кроме того, стоит учитывать снижение паропроизводительности контура высокого давления из-за дополнительного охлаждения газов во входной зоне котла-утилизатора.

Использование промежуточного перегрева водяного пара оправдано только на мощных парогазовых блоках, работающих с конденсационными паровыми турбинами. Использование промежуточного перегрева водяного пара в ПГУ-У, в состав которых входит теплофикационная паровая турбина, является нецелесообразным, поскольку сквозной конденсационный поток невелик, а вторичный перегрев теплофикационного потока нерационален. В России имеются возможности для строительства установок указанного типа, поскольку мощные конденсационные электростанции, включающие в себя

традиционные паросиловые блоки в составе паровых энергетических котлов и конденсационных паротурбинных установок, выработали свой ресурс, и, в дальнейшем отечественная энергетика будет базироваться на парогазовых технологиях. Доказательством указанного факта является ввод в эксплуатацию трехконтурной парогазовой установки утилизационного типа с использованием промежуточного перегрева водяного пара в зоне высоких температур котла-утилизатора мощностью 800 МВт (ПГУ-800) на Киришской ГРЭС Ленинградской области.

В рамках диссертационной работы проведен анализ существующих известных тепловых схем трехконтурных ПГУ с промежуточным перегревом водяного пара в контуре высокого давления котла-утилизатора.

Парогазовые установки с трехконтурным котлом-утилизатором, построенные на базе ГТУ фирм-производителей Siemens, General Electric и Westinghouse, практически ничем не отличаются друг от друга. Общим признаком данных установок является наличие трехцилиндровой паровой турбины и использование промежуточного перегрева водяного пара в зоне высоких температур трехконтурного котла-утилизатора. Причем особенность реализации промежуточного перегрева водяного пара заключается в смешении перед промежуточным пароперегревателем потоков отработавшего в ЦВД турбины водяного пара и перегретого пара среднего давления (рис. 1.11). Образовавшаяся паровая смесь направляется на перегрев в ПП, после чего вторично перегретый водяной пар возвращается в паровую турбину для дальнейшего расширения.

Как правило, в состав трехконтурной ПГУ входят одна (моноблок) или две (дубль-блок) газотурбинные установки. Наличие металлоемкого трехконтурного котла-утилизатора и мощной «высокотемпературной» ГТУ, на изготовление лопаточного аппарата которой затрачивается большое количество дорогой высоколегированной стали, приводит к резкому удорожанию трехконтурной ПГУ.

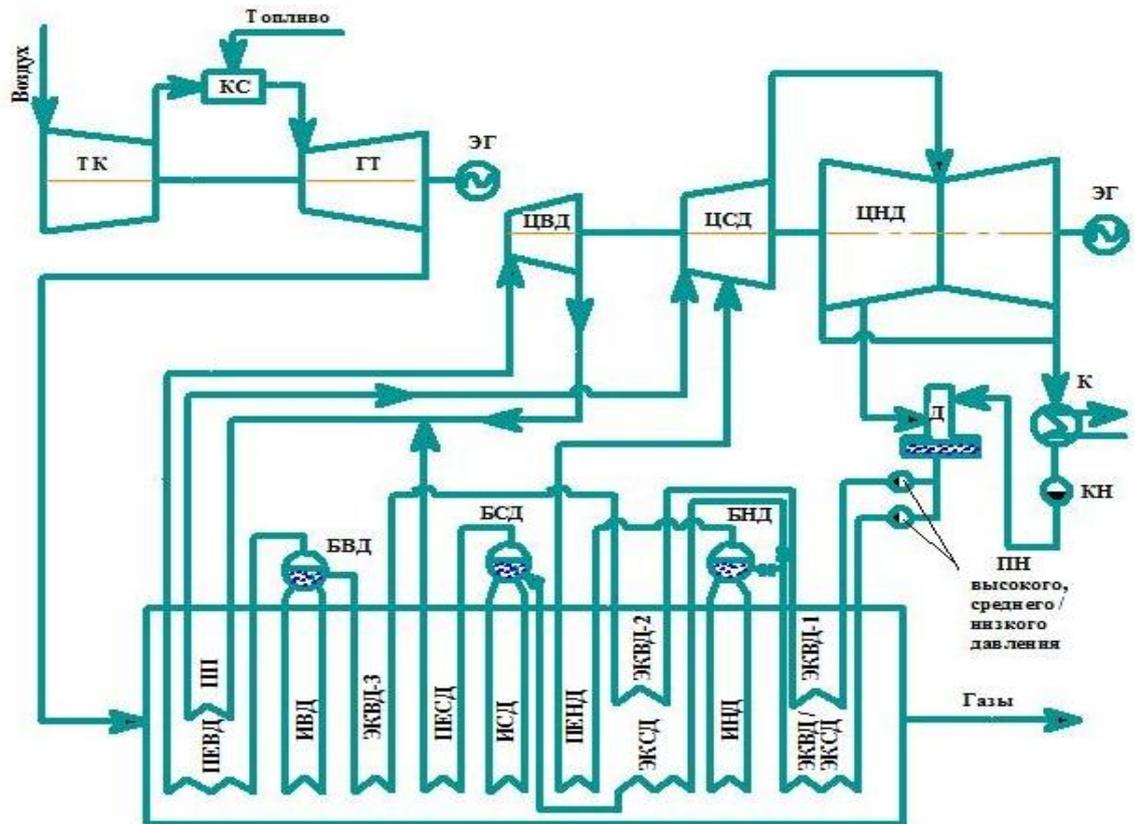


Рис. 1.11. Схема трехконтурной ПГУ с промежуточным перегревом водяного пара

Поэтому в зарубежных странах в большинстве случаев ПГУ с трехконтурными котлами-утилизаторами проектируются с одной ГТУ, а диапазон мощностей парогазовых энергоблоков находится в пределах $N_{\text{пгу}} = 370 - 400$ МВт [64]. Примерами данных установок являются ПГУ-400 (разработка фирмы Alstom) и ПГУ-375.

Таким образом, можно отметить, что парогазовые установки с промежуточным перегревом водяного пара в зоне высоких температур трехконтурного котла-утилизатора доказали эффективность в зарубежных странах [4]. Применение технологии промежуточного перегрева применительно к ПГУ с двухконтурными котлами-утилизаторами является дискуссионным вопросом. Однако данное направление активно развивается, и в скором времени парогазовые установки с двухконтурным котлом-утилизатором с использованием промежуточного перегрева водяного пара получат широкое распространение в энергетике не только зарубежных стран, но и Российской Федерации.

В рамках диссертационной работы проведен анализ различных разработанных тепловых схем ПГУ с вторичным перегревом водяного пара в *паропаровом* и *пароводяном промежуточном пароперегревателях*. На рис. 1.12 представлена технологическая схема работы ПГУ с *двухконтурным котлом-утилизатором с пароводяным промежуточным пароперегревателем выносного типа*, размещенным между котлом-утилизатором и паровой турбиной, положительными сторонами которой являются поддержание расчетной паропроизводительности контура высокого давления КУ и снижение гидравлических потерь давления пара в промежуточном пароперегревателе [76].

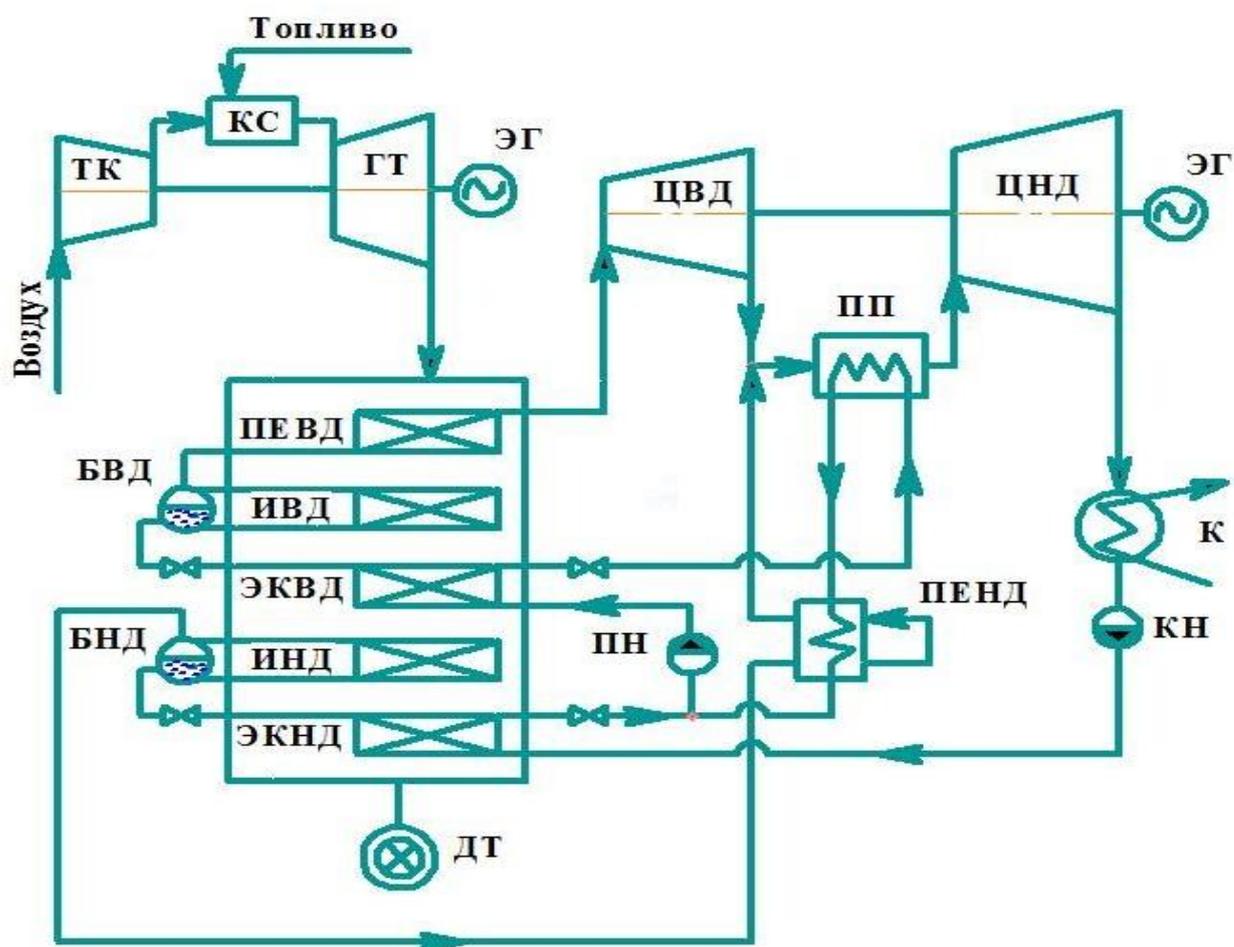


Рис. 1.12. Схема ПГУ с промежуточным перегревом водяного пара в выносном пароводяном промежуточном пароперегревателе

Особенность ПГУ, работающей по представленной схеме, заключается в следующем. Отработавший в ЦВД паровой турбины водяной пар смешивается с потоком пара низкого давления, после чего образовавшаяся паровая

смесь поступает в промежуточный пароперегреватель (ПП), в котором греющей средой является часть подогретой в водяном экономайзере высокого давления (ЭКВД) питательной воды. При этом по утверждению автора заявленного способа работы ПГУ происходит снижение потерь давления вторично перегреваемого водяного пара при поперечном обтекании паром водяных труб ПП, что приводит к дополнительной прибавке общего располагаемого теплоперепада пара в турбине. Вследствие более высокого коэффициента теплопередачи от воды к пару поверхность нагрева промежуточного пароперегревателя становится более компактной, что позволяет размещать в непосредственной близости от паровой турбины или же в переходном участке между ЦВД и ЦНД турбины.

Охлажденная в результате теплообмена с вторично перегреваемым паром вода служит греющим теплоносителем в выносном пароперегревателе низкого давления (ПЕНД), после чего вторично охлажденная вода смешивается с частью нагретой в водяном экономайзере низкого давления (ЭКНД) питательной водой, затем образовавшийся суммарный поток воды направляется в ЭКВД для дальнейшего подогрева.

Возможны следующие технические решения в рамках рассматриваемой схемы: в частности вместо пароводяного пароперегревателя низкого давления использовать газопаровой ПЕНД с размещением его в котле-утилизаторе по традиционной схеме, промежуточный пароперегреватель в силу своих небольших габаритов может быть представлен не выносным, а встроенным с расположением его между ЦВД и ЦНД паровой турбины [76].

Параллельно с усовершенствованием традиционных ПГУ, в паротурбинном цикле которых рабочим телом является водяной пар, учеными проводились исследования в области разработок *схем ПГУ с использованием в качестве рабочего тела паровой турбины альтернативных теплоносителей, таких как пары ртути, фреона или бутана*. В рамках указанных схем также рассматривается промежуточный перегрев пара, как способ повышения экономичности и надежности работы паровой турбины. В качестве примера сто-

ит отметить способ работы ПГУ с промперегревом пара, в паротурбинном цикле которой используется перегретый водяной пар (рабочее тело паровой турбины высокого давления) и пары бутана C_4H_{10} в насыщенном состоянии (рабочее тело паровой турбины низкого давления) [78] (рис. 1.13).

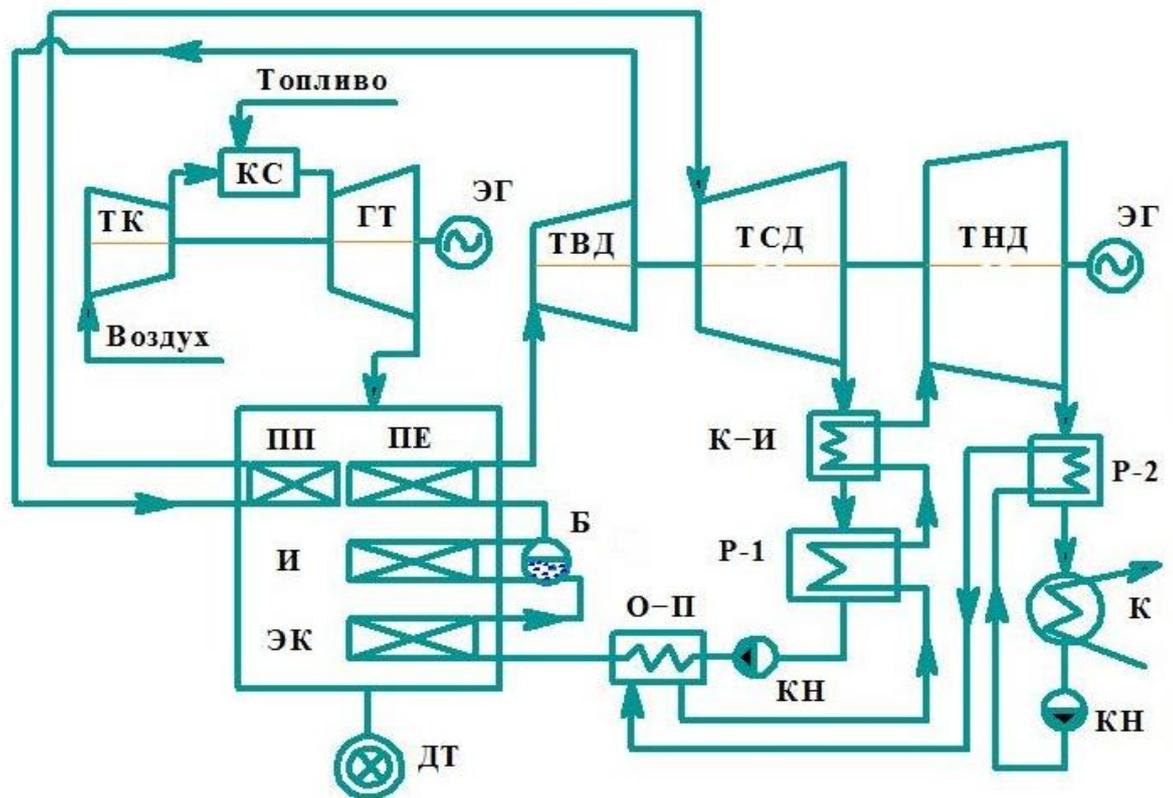


Рис. 1.13. Схема ПГУ с использованием водяного пара и паров C_4H_{10} в качестве рабочего тела паровой турбины

Согласно предлагаемому способу работы паровая часть ПГУ представлена двумя турбинами, первая из которых работает на водяном паре, а вторая (ТНД) – на парах C_4H_{10} низкого давления. Паровая турбина, работающая на водяном паре, разделена на две части – ТВД и ТСД (турбины высокого и среднего давления). Образовавшийся в испарителе-конденсаторе (К-И) турбинный конденсат водяного пара передает в первом рекуператоре (Р-1) свою теплоту бутану, переходящему в газообразное состояние. После этого турбинный конденсат при помощи конденсатного насоса (КН) прокачивается через охладитель-подогреватель (ОП), в котором происходит процесс его охлажде-

ния до необходимой температуры (60 °С) и далее поступает в котел-утилизатор.

После расширения в паровой турбине (ТНД) бутан предварительно охлаждается во втором рекуператоре (Р-2) и далее конденсируется в конденсаторе (К). Находящийся в жидком состоянии бутан последовательно подогревается в Р-2, О-П и Р-1, после чего поступает в конденсатор-испаритель (К-И), где он переходит в газообразное состояние и в насыщенном состоянии при температуре 70...110 °С поступает в турбину ТНД.

В представленной схеме промежуточный перегрев водяного пара осуществляется в контуре высокого давления котла-утилизатора, после чего вторично перегретый пар направляется в турбину среднего давления ТСД. За счет применения промежуточного перегрева водяного пара в ТСД срабатывает повышенный теплоперепад, что приводит к увеличению КПД и мощности ПГУ в целом.

К недостаткам приведенной схемы ПГУ следует отнести техническую трудность исполнения установки, необходимость использования в конденсаторе турбины ТНД в качестве охлаждающей среды теплоносителя с низкими теплофизическими свойствами (например, фреон), неизбежные значительные потери газа C_4H_{10} из-за протяженности его тракта в паровом контуре ПГУ. Основным недостатком данной схемы является использование в «нижнем» паротурбинном цикле теплоносителя с низкопотенциальной теплотой, в результате чего применение промперегрева водяного пара в «верхнем» паровом цикле будет нивелироваться сравнительно малым КПД турбины низкого давления, в результате общий КПД парогазовой установки не будет достигать высоких значений.

Парогазовые установки с использованием «нетрадиционных» теплоносителей в паротурбинном цикле на практике не получили распространения и находятся на стадии научных и экспериментальных разработок, а основные усилия научно-исследовательских институтов посвящены разработке мероприятий, направленных на повышение эффективности работы «традицион-

ных» ПГУ, рабочим телом которых являются газы (цикл ГТУ) и водяной пар/вода (цикл ПТУ).

В настоящее время парогазовые установки получили развитие не только на тепловых электростанциях, но и в атомной энергетике. В отличие от турбоустановок на ТЭС, на паровых турбинах атомных электростанций наличие промежуточного перегрева водяного пара в тепловой схеме является обязательным условием, поскольку паровая турбина работает на влажном насыщенном или слабоперегретом водяном паре [35, 40, 115]. Поэтому в тепловой схеме ПГУ-АЭС должен быть предусмотрен вторичный перегрев водяного пара, а выбор размещения промежуточного пароперегревателя и источника теплоты для него решаться на научном уровне. Известны различные схемы комбинированных установок на атомных электрических станциях (АЭС), основанные на использовании газов после газовой турбины для подогрева различных потоков теплоносителей. В диссертационной работе проведен анализ одного из способов промежуточного перегрева водяного пара в ПГУ атомной электростанции.

На рис. 1.14 представлена схема ПГУ-АЭС с промежуточным перегревом водяного пара в газопаровом или двухступенчатом паро-паровом промежуточном пароперегревателе [77]. Ее особенность заключается в том, что связь между газотурбинным и паротурбинным циклами заключается в использовании теплоты газов для перегрева водяного пара, поступающего из парогенератора АЭС, и его последующего перегрева в отдельно вынесенных основном и (ГП-ПЕ) и промежуточном (ГП-ПП) пароперегревателях. Для подогрева турбинного конденсата и питательной воды могут использоваться уходящие газы ГТУ либо отборы водяного пара из турбины (на рис. 1.14 не показаны).

Технологическая схема ПГУ предусматривает два варианта промежуточного перегрева водяного пара отработавшего в цилиндре высокого давления паровой турбины водяного пара: 1) в газопаровом промежуточном пароперегревателе (ГП-ПП) за счет использования теплоты газов ГТУ; 2) в паро-паровом промежуточном пароперегревателе (ПП-ПП). Вторичный перегрев водяного пара в ПП-ПП осуществляется в две стадии: в *первом* промежуточ-

ном пароперегревателе греющим теплоносителем является пар, частично обработавший в ЦВД турбины, во *втором* – перегретый пар после парогенератора.

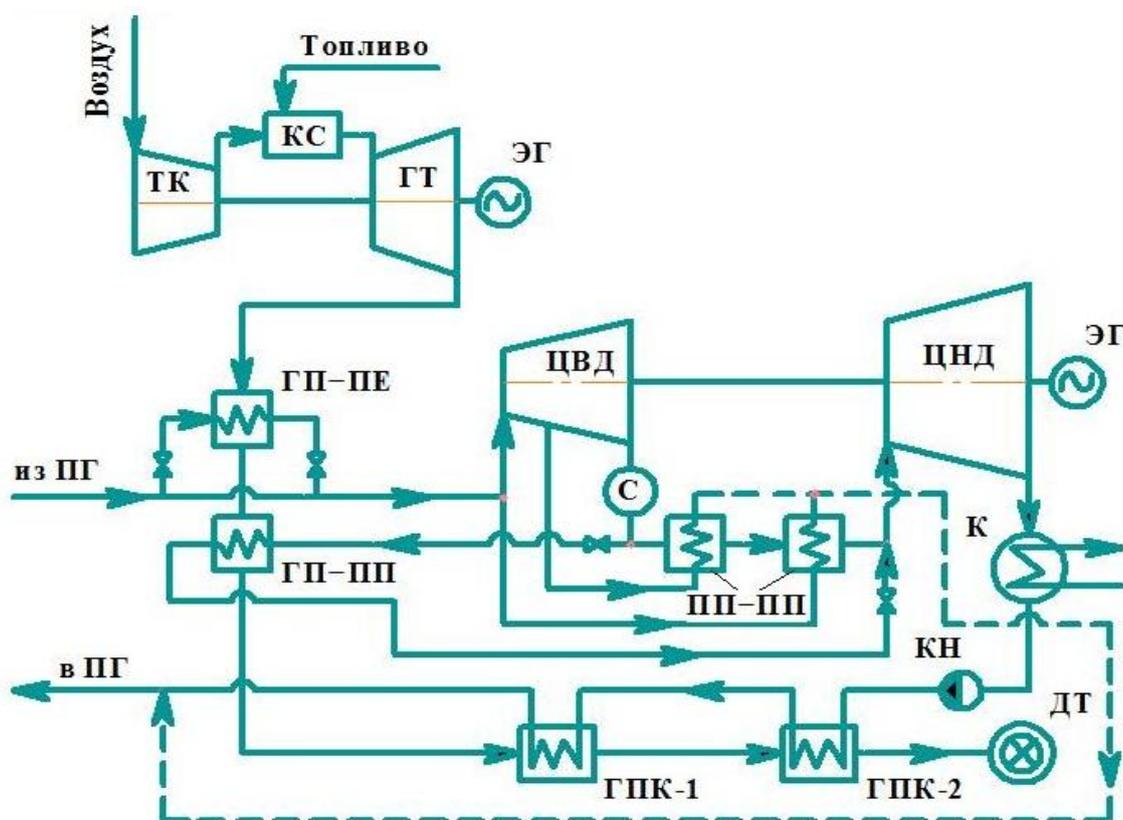


Рис. 1.14. Схема ПГУ АЭС с промежуточным перегревом водяного пара: ПГ – парогенератор, С – сепаратор, ГП-ПП, ПП-ПП – газопаровой и паропаровой промежуточные пароперегреватели

В целом использование промежуточного перегрева водяного пара в парогазовых установках приводит к многим положительным аспектам работы всего парогазового энергоблока в целом, в частности к приросту КПД и мощности паровой турбины, а также повышению КПД котла-утилизатора за счет более глубокого охлаждения газов ГТУ, что в целом приводит к повышению основных технико-экономических показателей ПГУ.

В итоге проблема вторичного перегрева водяного пара в парогазовых установках является актуальной, как в научном, так и в практическом отношении, поскольку ПГУ-У получают все большее распространение не только в энергетической отрасли но и в других областях производства нашей стра-

ны, а прогресс в области парогазовых технологий неразрывно связан с постоянным совершенствованием тепловых схем ПГУ.

1.4. Выводы по обзору и постановка задач настоящего исследования

Выполнив аналитическое исследование представленных в научной литературе публикаций по теме практического применения промежуточного перегрева водяного пара в парогазовых установках, а также связанных с этой темой теоретических исследований, можно сформулировать следующие выводы.

После выполнения аналитического исследования представленных в научной литературе публикаций по теме практического применения технологии промежуточного перегрева водяного пара применительно к ПГУ-У, а также связанных с этой темой теоретических исследований, можно сформулировать следующие основные выводы:

1. На текущем этапе развития мировых парогазовых технологий промежуточный перегрев водяного пара наиболее широко используется на мощных парогазовых энергоблоках, в состав которых входят современные газотурбинные установки с высокой температурой газов на выхлопе газовой турбины и котлы-утилизаторы с двумя или тремя контурами циркуляции рабочего тела паротурбинного цикла.

2. Паровые турбины ПГУ, эксплуатируемые с промежуточным перегревом водяного пара, развивают большую мощность и имеют более высокий КПД в сравнении с аналогичными типами турбин, действующих в составе ПГУ, что позволяет снизить расход условного топлива на ТЭС и увеличить количество отпускаемой электрической энергии. Подобные условия делают проекты по внедрению промежуточного перегрева водяного пара на ПГУ выгодными с экономической точки зрения, их дисконтированный срок окупаемости снижается на 6-20 месяцев.

3. При осуществлении промежуточного перегрева водяного пара в зоне высоких температур котла-утилизатора не требуется существенного изменения конструктивных особенностей паровых турбин ПГУ, поскольку турбины изначально рассчитаны на дополнительное увеличение расхода водяного пара через проточную часть цилиндра низкого давления, который, как правило, выполняется в двухпоточном исполнении с целью снижения осевых нагрузок на упорный подшипник. Также отсутствует необходимость в изменении конструкции паровых котлов-утилизаторов ПГУ, поскольку установка дополнительной поверхности нагрева – трубчатых пакетов промежуточного пароперегревателя хорошо komponуется с остальными поверхностями нагрева котла. При этом трубчатые пакеты промежуточного пароперегревателя могут быть установлены параллельно, в рассечку или после основного пароперегревателя высоких параметров. Однако потребуются монтаж подводящих и отводящих паропроводов повторно перегреваемого водяного пара на следующих участках: выхлопной патрубок ЦВД паровой турбины – входной коллектор промежуточного пароперегревателя; выходной коллектор промежуточного пароперегревателя – головная часть ЦНД турбины.

4. Паротурбинная установка ПГУ, работающая с промежуточным перегревом водяного пара, не должна иметь отопительных отборов на теплофикацию, поскольку сквозной конденсационный поток водяного пара невелик, а повторный перегрев только теплофикационного потока водяного пара не рационален. По этой причине применение промежуточного перегрева водяного пара осуществляется на парогазовых блоках, отпускающих только электрическую энергию внешнему потребителю. Однако в тепловых схемах ПГУ с промежуточным перегревом водяного пара могут использоваться паровые турбины теплофикационного типа, с учетом возможности отключения отопительных отборов водяного пара для отпуска тепловой энергии с сетевой водой.

5. На вторичный перегрев должен отпускаться весь поток водяного пара (100 %), частично отработавшего в паровой турбине ПГУ, поскольку по-

вторный перегрев только части водяного пара нерационален в связи с невысоким приростом КПД паротурбинной установки на фоне дополнительных капитальных затрат.

6. При отборе водяного пара на промежуточный перегрев на выходе из цилиндра высокого давления паровой турбины необходимо обеспечить максимально возможную температуру повторного перегрева. Как правило, водяной пар повторно перегревают до начальной температуры парового цикла, определяемой температурой газов на выхлопе из газовой турбины.

7. В тепловых схемах парогазовых установок с трехконтурными котлами-утилизаторами возможно применение как однократного, так и двукратного повторного перегрева водяного пара в котле-утилизаторе. При этом первичный отбор водяного пара на промежуточный перегрев должен осуществляться на выходе из ЦВД, а вторичный отбор водяного пара на повторный перегрев может отпускаться после ЦСД или из ЦНД паровой турбины. В этом случае температура вторичного перегрева зависит от уровня температур газов ГТУ в котле-утилизаторе.

8. Промежуточный перегрев водяного пара в паротурбинном цикле ПГУ позволяет повысить надежность работы лопаточного аппарата паровой турбины за счет повышения степени сухости водяного пара на последних ее ступенях. Данный аспект приводит к еще большему вниманию к технологии промежуточного перегрева водяного пара в мировой энергетике.

9. В случае внедрения парогазовых установок на ТЭС вопрос о необходимости осуществления промежуточного перегрева водяного пара приобретает дополнительную значимость. Эффективность применения промежуточного перегрева водяного пара на парогазовой ТЭС должна определяться по изменению либо КПД тепловой электростанции по производству электрической энергии, либо удельного расхода теплоты на выработку электроэнергии. При этом расчетные показатели должны относиться к работе всей станции в едином комплексе.

10. В результате совокупного технико-экономического анализа отмечается, что в качестве основной причины, замедляющей широкое распространение технологии промежуточного перегрева водяного пара на парогазовых электростанциях в нашей стране, являются дополнительные вложения денежных средств в основное энергетическое оборудование и отсутствие опыта эксплуатации ПГУ по указанной технологии.

В настоящее время все большее внимание уделяется парогазовым технологиям, поэтому повышение инвестиций в новые генерирующие мощности, построенные в рамках Договоров предоставления мощности (ДПМ) за последние 5 лет, привело к вводу в работу большого количества парогазовых ТЭС, основным топливом для которых является природный газ. Подобный положительный аспект должен значительно расширить горизонт внедрения промежуточных технологий в большой энергетике. Большая часть вновь подключенных к ЕЭС мощностей вырабатывается по парогазовому циклу, поэтому малоизученный вопрос применения технологии промежуточного перегрева на ПГУ приобретает дополнительную значимость в современных реалиях.

Задачи исследования

Поставленная цель работы достигается последовательным решением следующих задач:

– выполнение обзора литературы и анализа разработок отечественных и зарубежных ученых по тематике использования промежуточного перегрева водяного пара в ПГУ-У, проведение анализа факторов, влияющих на эффективность работы ПГУ-У;

– обследование тепловых схем ТЭС с ПГУ в целом, а также ПГУ-450 Северо-Западной ТЭЦ г. Санкт-Петербург и ПГУ-800 Киришской ГРЭС в частности, с целью выявления источников полезно не используемой теплоты для осуществления вторичного перегрева водяного пара, частично отработавшего в паровой турбине ПГУ;

- разработка новых перспективных тепловых схем парогазовых ТЭС с промежуточным перегревом водяного пара, частично отработавшего в паровой турбине парогазовой установки утилизационного типа;
- разработка методики теплового расчета тепловых схем парогазовых установок для разработанных способов промежуточного перегрева водяного пара;
- проведение эксергетического анализа газотурбинной и паротурбинной установок двух- и трехконтурных ПГУ-У с промежуточным перегревом водяного пара;
- выполнение технико-экономического анализа и проведение оценки эффективности разработанных новых перспективных тепловых схем ПГУ-У с промежуточным перегревом водяного пара;
- разработка общих рекомендаций по размещению промежуточного пароперегревателя в тепловых схемах ТЭС, работающих по парогазовому циклу.

2. ПРОМЕЖУТОЧНЫЙ ПЕРЕГРЕВ ВОДЯНОГО ПАРА В ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВКАХ С ДВУХКОНТУРНЫМ КОТЛОМ-УТИЛИЗАТОРОМ

2.1. Описание разработанных и предложенных к использованию на парогазовых ТЭС новых способов промежуточного перегрева водяного пара

Во второй главе обосновывается применение промежуточного перегрева водяного пара в парогазовых установках утилизационного типа с двухконтурным котлом-утилизатором. Использование промежуточного перегрева водяного пара позволяет повысить КПД и мощность паровой турбины ПГУ за счет увеличения теплоперепада пара, срабатываемого в ее проточной части. При этом повышаются долговечность и надежность паровой турбины за счет снижения эрозионного износа лопаток ее последней ступени вследствие возрастания степени сухости, что является дополнительным положительным эффектом.

Проведено исследование предложенных методов промежуточного перегрева водяного пара для парогазовых установок с двухконтурным котлом-утилизатором на примере отечественного парогазового энергоблока ПГУ-450 Северо-Западной ТЭЦ города Санкт-Петербурга. Разработаны методики расчета тепловых схем ПГУ с промежуточным перегревом водяного пара. Тепловой расчет ПГУ-У проведен для различных температур наружного воздуха из диапазона: $t_{\text{нв}} = (-30 \dots +30) \text{ } ^\circ\text{C}$.

Северо-Западная ТЭЦ г. Санкт-Петербург (филиал ОАО «ИНТЕР РАО – Электрогенерация») является первой в Российской Федерации ТЭЦ с парогазовым циклом, имеет установленную мощность 900 МВт (два парогазовых энергоблока мощностью по 450 МВт). Первый энергоблок был введен в эксплуатацию в 2000 г., а второй – в 2006 г. Основным видом топлива является природный газ, сжигаемый в камере сгорания газотурбинных установок.

ПГУ-450 включает в себя две газотурбинные установки (ГТУ) Siemens V94.2 мощностью по 157 МВт, два двухконтурных котла-утилизатора (КУ)

Пр-228/47-8/0,7-515/230 (П-90) и одну паротурбинную установку (ПТУ) КТ-150-8 мощностью 150 МВт. Уходящие газы каждой ГТУ направляются в свой котел-утилизатор, где используются для выработки и перегрева водяного пара двух давлений.

Технические характеристики газотурбинной установки Siemens V94.2 представлены в таблице 2.1, в которой $N_{ГТУ}$ – электрическая мощность установки, $\eta_{ГТУ}$ – электрический КПД установки, $t'_{ГТ}$ и $t''_{ГТ}$ – температура газов перед турбиной и после нее, G_B – расход сжимаемого циклового воздуха, Q_H^P – теплота сгорания топливного газа, ρ_T – плотность топливного газа, $\eta_{ТК}$, $\eta_{ГТ}$, $\eta_{КС}$ – КПД турбокомпрессора, газовой турбины и камеры сгорания.

Таблица 2.1

Технические характеристики ГТУ Siemens V94.2

Показатель	$N_{ГТУ}$	$\eta_{ГТУ}$	$t'_{ГТ}$	$t''_{ГТ}$	G_B	$\pi_{ТК}$	Q_H^P	ρ_T	$\eta_{ТК}$	$\eta_{ГТ}$	$\eta_{КС}$
Единица измерения	МВт	%	°С	°С	кг/с	---	кДж/кг	кг/м ³	%	%	%
Величина	157	34,4	1060	537	497	11,3	49318	0,656	88	86	99

Двухконтурный котел-утилизатор П-90, изготовленный Подольским машиностроительным заводом, имеет вертикальную компоновку поверхностей нагрева. Процессы генерации и перегрева водяного пара в котле-утилизаторе обеспечиваются за счет утилизации теплоты газов ГТУ без подвода дополнительного количества теплоты [43]. Испарительные контуры циркуляции котла-утилизатора работают в режиме естественной циркуляции. Мероприятия, направленные на снижение концентрации оксидов азота, в котле-утилизаторе не предусмотрены. Поддержание предельно допустимой концентрации оксидов азота обеспечивается работой камеры сгорания ГТУ [38, 42].

Каждый котел-утилизатор имеет в своем составе следующие поверхности нагрева: пароперегреватель высокого давления (ПЕВД), испаритель высокого давления (ИВД), водяной экономайзер высокого давления (ЭКВД), пароперегреватель низкого давления (ПЕНД), испаритель низкого давления (ИНД) и газовый подогреватель конденсата (ГПК). Поверхности нагрева кот-

ла-утилизатора (за исключением ПЕНД) выполнены с наружным оребрением стенок труб, пакеты пароперегревателя низкого давления выполнены из гладких труб. Наружное оребрение трубок, по которым протекает нагреваемый теплоноситель позволяет интенсифицировать процесс теплообмена за счет увеличения площади поверхности теплообмена [9, 24, 44, 45, 63, 71].

Перед каждым ГПК в магистраль основного турбинного конденсата насосом рециркуляции подается подогретый в ГПК котла-утилизатора турбинный конденсат. Регулирование расхода турбинного конденсата на рециркуляцию устанавливается таким образом, чтобы обеспечивалась требуемая входная температура конденсата (60 °С) перед котлом-утилизатором. В таблице 2.2 представлены основные параметры работы котла-утилизатора П-90, который питается газами от газотурбинной установки Siemens V94.2.

Таблица 2.2

Параметры перегретого пара, генерируемого двухконтурным котлом-утилизатором П-90

Параметр	Обозначение	Единица измерения	Величина
Контур высокого давления			
Паропроизводительность	$D_0^{ВД}$	т/ч	224,9
Давление перегретого пара	$p_0^{ВД}$	МПа	8,2
Температура перегретого пара	$t_0^{ВД}$	°С	512
Контур низкого давления			
Паропроизводительность	$D_0^{НД}$	т/ч	52,2
Давление перегретого пара	$p_0^{НД}$	МПа	0,7
Температура перегретого пара	$t_0^{НД}$	°С	230

Паровая турбина КТ-150-8 специально сконструирована для работы в составе парогазовых установок и питается двумя потоками водяного пара – высокого (8 МПа) и низкого (0,7 МПа) давления, генерируемыми в соответствующем контуре циркуляции котла-утилизатора П-90. В таблице 2.3 представлены номинальные параметры «свежего» пара паровой турбины КТ-150-8.

Параметры «свежего» пара паровой турбины КТ-150-8

Наименование параметра	Обозначение	Единица измерения	Величина
Свежий пар высокого давления			
Давление пара перед турбиной	$p_0^{\text{ВД}}$	МПа	8,2
Температура пара перед турбиной	$t_0^{\text{ВД}}$	°С	512
Расход пара на турбину	$D_0^{\text{ВД}}$	т/ч	449,9
Свежий пар низкого давления			
Давление пара перед турбиной	$p_0^{\text{НД}}$	МПа	0,7
Температура пара перед турбиной	$t_0^{\text{НД}}$	°С	230
Расход пара на турбину	$D_0^{\text{НД}}$	т/ч	104,5
Дополнительные характеристики			
Давление в конденсаторе	p_k	кПа	5
Давление в деаэраторе	p_d	МПа	0,6
Механический КПД турбины	η_m	%	99
КПД генератора	η_g	%	98,5

Электрический КПД ПГУ-450, которая работает в составе описанного оборудования, достигает значения $\eta_{\text{э}}^{\text{ПГУ}} = 50,5$ %. Электрическая мощность ПГУ-450 составляет 450 МВт.

Выполнен комплексный анализ тепловой схемы ПГУ-450 Северо-Западной ТЭЦ г. Санкт-Петербург на предмет выявления полезно не используемой или не утилизируемой теплоты с целью осуществления промежуточного перегрева водяного пара. Разработаны и предложены к использованию на парогазовых ТЭС два способа промежуточного перегрева водяного пара на двухконтурных парогазовых установках утилизационного типа с различным расположением промежуточного пароперегревателя (ПП) (рис. 2.1): 1) в хвостовой части котла-утилизатора; 2) в камере сгорания ГТУ – в сопоставлении с вариантом расположения промежуточного пароперегревателя в зоне высоких температур котла-утилизатора. Во всех случаях предусматривается отбор всего потока водяного пара, частично отработавшего в турбине, на

промежуточный (вторичный) перегрев [46, 47, 48, 49, 50, 51, 52; 95, 96, 97, 98, 99, 100, 101, 102, 103, 104, 105].

Размещение промежуточного пароперегревателя в зоне высоких температур уходящих газов двухконтурного котла-утилизатора. Рассмотрены три варианта размещения промежуточного пароперегревателя (ПП) в контуре высокого давления котла-утилизатора (рис. 2.2): 1) ПП располагается параллельно основному пароперегревателю высокого давления (ПЕВД); 2) ПП располагается в рассечку ПЕВД; 3) ПП располагается после ПЕВД.

При первом варианте вторичный перегрев водяного пара осуществляется до начальной температуры парового цикла $t_{\text{пп}}^{(1)} \approx t_0^{\text{ВД}}$ при давлении на выходе из ЦВД паровой турбины. Начальная температура парового цикла $t_0^{\text{ВД}}$ и, соответственно, температура повторного перегрева водяного пара $t_{\text{пп}}^{(1)}$ определяется температурой газов после газовой турбины и заданным температурным напором на горячем конце пароперегревателей [100]:

$$t_0^{\text{ВД}} = t_{\text{ГТ}}'' - \delta t_0^{\text{ВД}}, t_{\text{пп}}^{(1)} = t_{\text{ГТ}}'' - \delta t_0^{\text{ВД}}. \quad (2.1)$$

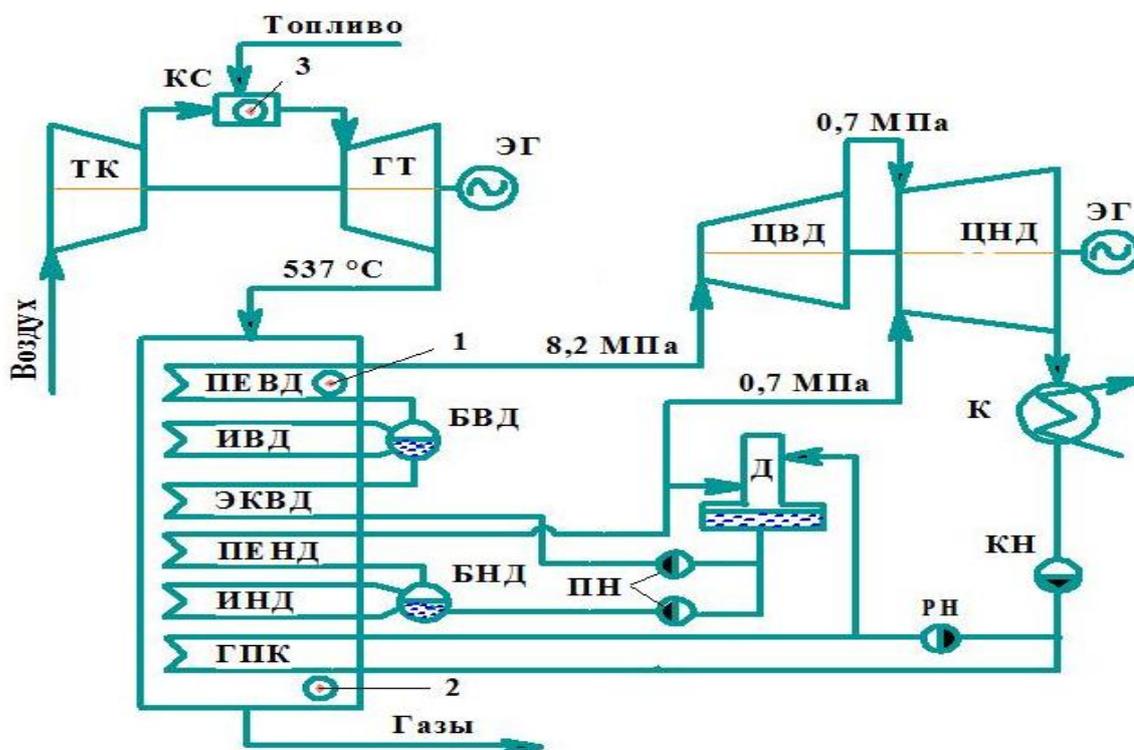


Рис. 2.1. Варианты размещения промежуточного пароперегревателя:
1 – в зоне высоких температур котла-утилизатора, 2 – в хвостовой части котла-утилизатора, 3 – в камере сгорания газотурбинной установки

При *втором варианте* расположения ПП температура вторично перегретого водяного пара $t_{\text{пп}}^{(2)}$ определяется температурой газов после первой ступени ПЕВД:

$$t_{\text{пп}}^{(2)} = t_{\text{ПЕВД-1}}'' - \delta t_0^{\text{ВД-1}}. \quad (2.2)$$

В данном случае поддерживается более низкое значение температуры $t_{\text{пп}}^{(2)} < t_{\text{пп}}^{(1)}$ по сравнению с первым вариантом.

С учетом *третьего варианта* размещения ПП температура вторично перегретого водяного пара определяется температурой газов после поверхности нагрева ПЕВД и, соответственно, в данном случае осуществляется меньший выигрыш в тепловой экономичности паровой турбины по сравнению с первыми двумя вариантами размещения промежуточного пароперегревателя:

$$t_{\text{пп}}^{(3)} = t_{\text{ПЕВД}}'' - \delta t_s^{\text{ВД}}. \quad (2.3)$$

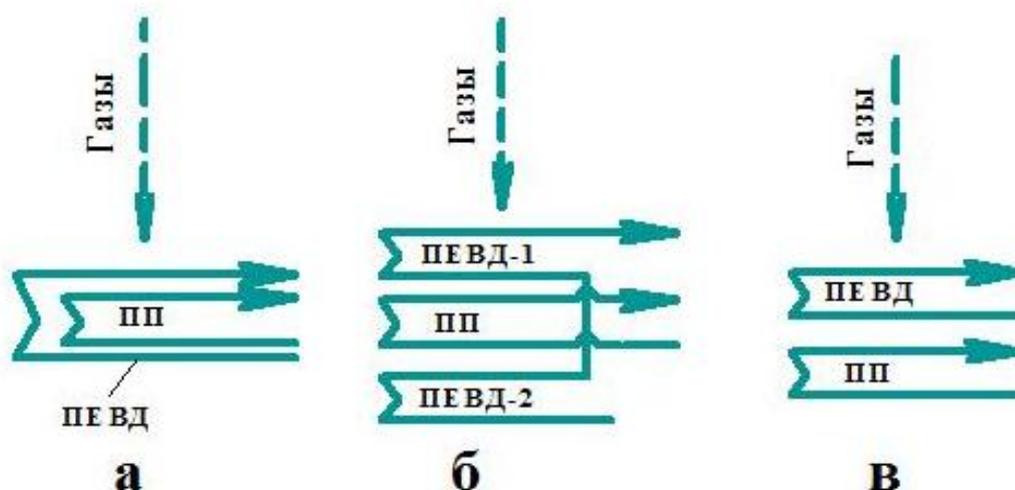


Рис. 2.2. Варианты размещения промежуточного пароперегревателя в контуре высокого давления котла-утилизатора:

а) – ПП параллельно ПЕВД; б) – ПП в рассечку ПЕВД; в) – ПП после ПЕВД

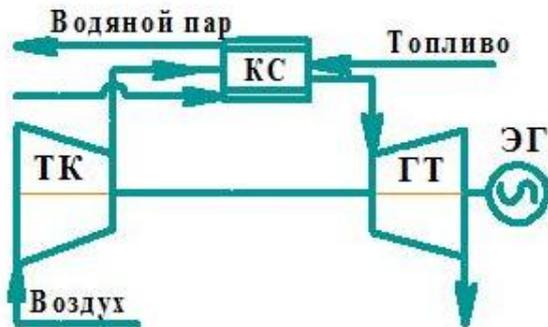
В приведенных формулах (2.1) – (2.3): δt – температурный напор на «горячей» стороне промежуточного пароперегревателя. Таким образом, из условия обеспечения температуры вторичного перегрева водяного пара равной температуре «свежего» пара предпочтительнее ПП располагать параллельно основному пароперегревателю высокого давления.

Способ 1. *Размещение промежуточного пароперегревателя в хвостовой части двухконтурного котла-утилизатора* (патент на изобретение РФ № 2611138 «Способ работы парогазовой установки электростанции»). С целью повышения эффективности работы парогазовой установки предложен способ промежуточного перегрева водяного пара в хвостовой части котла-утилизатора с размещением промежуточного пароперегревателя (ПП) после последней поверхности нагрева (ГПК). В этом случае для повышения температуры газов в выходной зоне котла-утилизатора необходима установка камеры дополнительного сжигания топлива (КДСТ), после которой размещаются ПП и газовый подогреватель сетевой воды (ГПСВ). Процесс сгорания дополнительного количества топлива осуществляется в среде уходящих газов ГТУ, содержание кислорода в которых достаточно для поддержания горения без осуществления подвода дополнительного количества воздуха. Повышение температуры газов ГТУ перед ПП за счет горения топлива в КДСТ ($t_{\text{гор}}^{\text{КД}} = 700 \dots 900 \text{ }^\circ\text{C}$) [108] обеспечивает вторичный перегрев водяного пара до начальной температуры парового цикла $t_{\text{пп}} = t_0^{\text{ВД}}$. Достоинством предлагаемого способа является возможность регулирования температуры вторично перегретого водяного пара путем изменения расхода топлива в камеру дожига. Кроме того, повышается КПД двухконтурного котла-утилизатора за счет дополнительного охлаждения газов в ПП и ГПСВ.

Способ 2. *Размещение промежуточного пароперегревателя в камере сгорания газотурбинной установки* (патент на изобретение РФ № 2605879 «Парогазовая установка электростанции»). В этом случае происходит полезное использование части теплоты, выделяющейся при горении газообразного топлива, для осуществления промежуточного перегрева водяного пара (рис. 2.3.). При этом часть вторичного воздуха, предназначенного для охлаждения нагретых газов перед проточной частью газовой турбины, замещается вторично перегреваемым водяным паром. В результате уменьшается расход вторичного воздуха, что приводит к снижению коэффициента избытка воздуха и общего расхода атмосферного воздуха, подаваемого в турбокомпрессор ГТУ

[101]. Снижение коэффициента избытка воздуха приводит к увеличению содержания трехатомных газов в продуктах сгорания и повышению энтальпии газов перед газовой турбиной.

Снижение расхода вторичного воздуха определяется количеством теплоты $\Delta Q_{\text{пар}} = D_{\text{пар}} (h_{\text{пар}2} - h_{\text{пар}1})$, передаваемой от продуктов сгорания к вторично перегреваемому водяному пару. Здесь: $D_{\text{пар}}$, $h_{\text{пар}1}$, $h_{\text{пар}2}$ – расход и энтальпия водяного пара перед и после промежуточного пароперегревателя.



Расход топлива, поступающего на горение в камеру сгорания ГТУ, определяется по формуле:

$$B_{\text{КС}} = \frac{G_{\text{В1}} (h'_{\text{ГТ}} - h''_{\text{ТК}})}{Q_{\text{Н}}^{\text{P}} \eta_{\text{КС}} + h_{\text{Т}} - h'_{\text{ГТ}}}. \quad (2.4)$$

Рис. 2.3. Вторичный перегрев водяного пара в камере сгорания ГТУ

В приведенной формуле $G_{\text{В1}}$ – расход первичного воздуха, вводимого в активную зону горения; $h'_{\text{ГТ}}$ – энтальпия газов перед проточной частью газовой турбины; $h''_{\text{ТК}}$ – энтальпия сжатого в турбокомпрессоре циклового воздуха; $h_{\text{Т}}$ – энтальпия топлива перед камерой сгорания; $\eta_{\text{КС}}$ – КПД камеры сгорания.

Теплота образующихся продуктов сгорания в камере сгорания ГТУ определяется с учетом расхода топлива $B_{\text{Т}}$ и его теплоты сгорания $Q_{\text{Н}}^{\text{P}}$:

$$Q_{\text{п.с.}} = G_{\text{В1}} h''_{\text{ТК}} + B_{\text{Т}} (Q_{\text{Н}}^{\text{P}} + h_{\text{Т}}). \quad (2.5)$$

Низшая теплота сгорания топливного газа $Q_{\text{Н}}^{\text{P}}$ определяется его заданным химическим составом [42, 54].

Уравнение теплового баланса камеры сгорания ГТУ при промежуточном перегреве водяного пара:

$$G_{\text{В1}} h''_{\text{ТК}} + B_{\text{Т}} (Q_{\text{Н}}^{\text{P}} \eta_{\text{КС}} + h_{\text{Т}}) + G_{\text{В2}} h''_{\text{ТК}} - D_{\text{пар}} (h_{\text{пар}2} - h_{\text{пар}1}) = G_{\text{Г}} h'_{\text{ГТ}}. \quad (2.6)$$

Из данного уравнения определяется температура повторно перегреваемого водяного пара.

Величина снижения расхода атмосферного воздуха определяется по формуле:

$$\Delta G_B = G_B - G_{B2}^* = G_B - \frac{[G_{B2} h_{TK}'' - [D_{пар} (h_{пар2} - h_{пар1})]]}{h_{TK}''}, \quad (2.7)$$

где h_T , h_{TK}'' , h_{TT}' – энтальпия топлива, сжатого в турбокомпрессоре циклового воздуха и газов перед газовой турбиной; B_T , G_{B1} , G_{B2} – расходы топлива, первичного и вторичного циклового воздуха; $D_{пар}$, $h_{пар1}$, $h_{пар2}$ – расход и энтальпия водяного пара перед и после камеры сгорания ГТУ.

2.2. Методика теплового расчета ПГУ с двухконтурным котлом-утилизатором

Промежуточный перегрев водяного пара отсутствует

Тепловой расчет ПГУ-450 проведен для различных температур наружного воздуха из диапазона: $t_{нв} = (-30 \dots +30) \text{ } ^\circ\text{C}$. Параметры состояния наружного воздуха и воды при различных температурах окружающей среды представлены в таблицах 2.4 и 2.5. Параметры состояния свежего пара для паровых турбин К-150-8 (входит в состав двухконтурной ПГУ-450) и К-240-140 (входит в состав трехконтурной ПГУ) с учетом различных значений $t_{нв}$ представлены в таблице 2.6.

Перед проведением теплового расчета двухконтурного котла-утилизатора приняты значения температурных напоров на горячей стороне каждого пароперегревателя $\delta t_0^{ВД} = 25 \text{ } ^\circ\text{C}$ и $\delta t_0^{НД} = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$. Температура перегретого водяного пара на выходе из каждого пароперегревателя рассчитывается с учетом принятых температурных напоров:

$$t_0^{ВД} = t_{ГТ}'' - \delta t_0^{ВД}; \quad t_0^{НД} = t_{ВД}'' - \delta t_0^{НД}, \quad (2.8)$$

где $t_{ВД}''$ – температура газов после контура высокого давления котла-утилизатора.

По известным значениям температуры и давления при помощи таблиц теплофизических свойств [3] для воды и водяного пара определяется энтальпия перегретого пара высокого (ВД) и низкого (НД) давления: $t_0^{ВД}$, $t_0^{НД}$.

Давление водяного пара ВД и НД перед цилиндром высокого (ЦВД) и низкого (ЦНД) давления паровой турбины определяется с учетом гидравлических потерь давления ($\Delta p = 0,05 p_0$) в подводящих паропроводах:

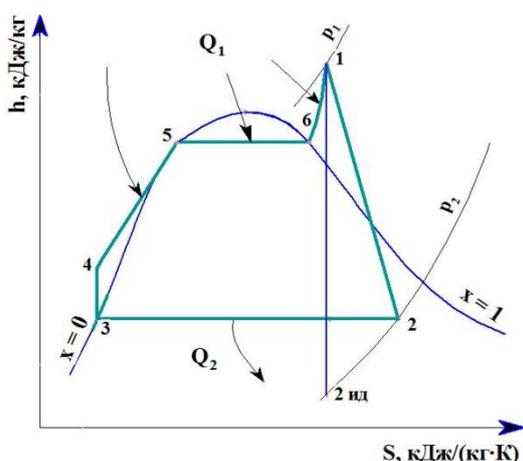
$$p_{1(\text{ВД})} = p_0^{\text{ВД}} - (\Delta p_{\text{ВД}} p_0^{\text{ВД}}), \quad (2.9)$$

$$p_{1(\text{НД})} = p_0^{\text{НД}} - (\Delta p_{\text{НД}} p_0^{\text{НД}}). \quad (2.10)$$

Таким образом, параметры свежего пара перед турбиной следующие: давление – p_1 , температура – t_1 . По давлению p_1 и температуре $t_1 = t_0^{\text{ВД}}$ определяется энтальпия (h_1) водяного пара перед турбиной. В турбине водяной пар расширяется до конечного давления (p_2) в конденсаторе. По давлению p_2 определяются: температура насыщения t_2 в конденсаторе и энтальпия конденсирующегося водяного пара ($h_{2 \text{ иД}}$) и турбинного конденсата (h_3).

Температура турбинного конденсата перед котлом-утилизатором является постоянной и составляет $t_4 = 60$ °С. По этой температуре с учетом теплоемкости воды (c_p) определяется энтальпия воды перед котлом-утилизатором (h_4).

По давлению в барабане (p_{5-6}) котла-утилизатора определяются температура (t_{5-6}) и энтальпия (h_{5-6}) насыщения в испарительном контуре. На рис. 2.4 показан паротурбинный цикл при отсутствии промежуточного перегрева водяного пара в схеме ПГУ.



Температурный перепад водяного пара в проточной части турбины:

$$H_{\text{ПТ}} = h_1 - [\eta_{oi} (h_1 - h_{2 \text{ иД}})], \quad (2.11)$$

где $\eta_{oi} = 0,82$ – относительный внутренний КПД турбины.

Термический КПД идеального парового цикла ПГУ вычисляется по формуле:

$$\eta_t = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3}. \quad (2.12)$$

Рис. 2.4. Цикл Ренкина турбины КТ-150-8 без промежуточного перегрева водяного пара

Для определения КПД паровой турбины ПГУ необходимо перемножить термический η_t , относительный внутренний η_{oi} и электромеханический ($\eta_{\text{МГ}} = 0,975$) КПД турбины:

$$\eta_{\text{ПТ}} = \eta_t \eta_{oi} \eta_{\text{мг}} \cdot \quad (2.13)$$

Электрическая мощность паровой турбины для ПГУ с двухконтурным котлом-утилизатором определяется с учетом сработанного теплоперепада водяного пара ($H_{\text{ПТ}}$) в турбине, числа котлов-утилизаторов ($n = 2$) и расходов перегретого пара высокого ($D_0^{\text{ВД}}$) и низкого ($D_0^{\text{НД}}$) давления:

$$N_{\text{ПТ}} = (2 \cdot D_0^{\text{ВД}} + 2 \cdot D_0^{\text{НД}}) H_{\text{ПТ}} \cdot \quad (2.14)$$

Расходы $D_0^{\text{ВД}}$ и $D_0^{\text{НД}}$ определяются из уравнений теплового баланса для каждого испарительного контура (непрерывная продувка из барабанов двухконтурного котла-утилизатора не учитывалась):

$$G_{\text{Г}} (h''_{\text{ГТ}} - h''_{\text{ивд}}) = D_0^{\text{ВД}} (h_0^{\text{ВД}} - h_{\text{пв1}}); \quad (2.15)$$

$$G_{\text{Г}} (h''_{\text{ВД}} - h''_{\text{инд}}) = D_0^{\text{НД}} (h_0^{\text{НД}} - h_{\text{пв2}}). \quad (2.16)$$

В приведенных формулах $h''_{\text{ивд}}$, $h''_{\text{инд}}$, $h''_{\text{ВД}}$ – энтальпия газов ГТУ после испарителей высокого и низкого давления, контура ВД котла-утилизатора; $h_{\text{пв1}}$, $h_{\text{пв2}}$ – энтальпия питательной воды перед барабанами высокого (БВД) и низкого (БНД) давления котла-утилизатора.

Для определения КПД паровой турбины ПГУ необходимо перемножить термический η_t , относительный внутренний ($\eta_{oi} = 0,85$) и электромеханический ($\eta_{\text{мг}} = 0,975$) КПД турбины:

$$\eta_{\text{ПТ}} = \eta_t \eta_{oi} \eta_{\text{мг}} \cdot \quad (2.17)$$

Электрическая мощность паровой турбины для ПГУ с двухконтурным котлом-утилизатором определяется с учетом сработанного теплоперепада водяного пара ($H_{\text{ПТ}}$) в турбине, числа котлов-утилизаторов ($n = 2$) и расходов перегретого пара высокого ($D_0^{\text{ВД}}$) и низкого ($D_0^{\text{НД}}$) давления:

$$N_{\text{ПТ}} = (2 \cdot D_0^{\text{ВД}} + 2 \cdot D_0^{\text{НД}}) H_{\text{ПТ}} \cdot \quad (2.18)$$

Расходы $D_0^{\text{ВД}}$ и $D_0^{\text{НД}}$ определяются из уравнений теплового баланса для каждого испарительного контура (непрерывная продувка из барабанов двухконтурного котла-утилизатора не учитывалась):

$$G_{\text{Г}} (h''_{\text{ГТ}} - h''_{\text{ивд}}) = D_0^{\text{ВД}} (h_0^{\text{ВД}} - h_{\text{пв1}}); \quad (2.19)$$

$$G_{\Gamma} (h''_{\text{ВД}} - h''_{\text{ИНД}}) = D_0^{\text{НД}} (h_0^{\text{НД}} - h_{\text{ПВ2}}). \quad (2.20)$$

В приведенных формулах $h''_{\text{ВД}}$, $h''_{\text{ИНД}}$, $h''_{\text{ВД}}$ – энтальпия газов ГТУ после испарителей высокого и низкого давления, контура ВД котла-утилизатора; $h_{\text{ПВ1}}$, $h_{\text{ПВ2}}$ – энтальпия питательной воды перед барабанами высокого (БВД) и низкого (БНД) давления котла-утилизатора.

С целью поддержания постоянства температуры воды перед котлом-утилизатором на уровне 60 °С осуществляется рециркуляция части турбинного конденсата. Расход турбинного конденсата на рециркуляцию определяется с учетом его расхода ($G_{\text{К}}$), энтальпии ($h_{\text{К}}^{\text{Д}}$) после подогрева в хвостовой поверхности котла-утилизатора – газовом подогревателе конденсата (ГПК):

$$G_{\text{Р}} = \frac{G_{\text{К}} (h_4 - h_3)}{h_{\text{К}}^{\text{Д}} - h_4} = \frac{(D_0^{\text{ВД}} + D_0^{\text{НД}}) (h_4 - h_3)}{h_{\text{К}}^{\text{Д}} - h_4}. \quad (2.21)$$

Из уравнения теплового баланса для двухконтурного котла-утилизатора определяется его КПД:

$$\eta_{\text{КУ}} = \frac{[D_0^{\text{ВД}} h_0^{\text{ВД}} + D_0^{\text{НД}} h_0^{\text{НД}} - ((D_0^{\text{ВД}} + D_0^{\text{НД}}) h_{\text{К}}^{\text{ГПК}})]}{[G_{\Gamma} (h''_{\text{ГТ}} - h''_{\text{ГПК}})]}, \quad (2.22)$$

где $D_0^{\text{ВД}}$, $D_0^{\text{НД}}$ – расходы водяного пара высокого и низкого давления, $h_0^{\text{ВД}}$, $h_0^{\text{НД}}$, $h''_{\text{ГТ}}$, $h''_{\text{ГПК}}$, $h_{\text{К}}^{\text{ГПК}}$ – энтальпия водяного пара высоких и низких параметров, газов после газовой турбины и после последней поверхности нагрева котла-утилизатора, турбинного конденсата перед котлом-утилизатором.

Методика расчета газотурбинной установки, работающей по простому газовому циклу (без осуществления промежуточного охлаждения циклового воздуха) изложена ниже (см. п. 4.1).

После расчета ГТУ, паровой турбины и котла-утилизатора определяются основные показатели работы ПГУ:

$$\eta_{\text{ПГУ}} = \eta_{\text{ГТУ}} (1 - \eta_{\text{ГТУ}}) \eta_{\text{КУ}} \eta_{\text{ПТ}}; \quad (2.23)$$

$$N_{\text{ПГУ}} = 2N_{\text{ГТУ}} + N_{\text{ПТ}}. \quad (2.24)$$

Таблица 2.4

Параметры наружного воздуха / воды для условий окружающей среды

Параметры состояния наружного воздуха														
$t_{\text{нв}}$	°С	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	+5	+10	+15	+20	+25	+30
$h_{\text{нв}}$	кДж/кг	243,24	248,25	253,26	258,28	263,29	268,31	273,32	278,34	283,35	288,37	293,39	298,41	303,43
$s_{\text{нв}}$	кДж/(кг·К)	6,5	6,51	6,53	6,55	6,57	6,59	6,61	6,63	6,65	6,66	6,68	6,7	6,71
Параметры состояния воды при температуре наружного воздуха														
$h_{\text{в(н)}}$	кДж/кг	21,2	21,2	21,2	21,2	21,2	21,2	21,2	21,2	42,2	62,8	83,74	104,9	125,8
$s_{\text{в(н)}}$	кДж/(кг·К)	0,0755	0,0755	0,0755	0,0755	0,0755	0,0755	0,0755	0,0755	0,151	0,2237	0,2963	0,3664	0,4364

Таблица 2.5

Параметры турбинного конденсата, питательной воды и насыщенного водяного пара в паровом цикле ПГУ

Параметр	p_3	t_3	h_3	s_3	e_3	t_4	h_4	s_4	e_4	p_{5-6}	t_{5-6}	h_{5-6}
Обозначение	МПа	°С	кДж/кг	кДж/(кг·К)	кДж/кг	°С	кДж/кг	кДж/(кг·К)	кДж/кг	МПа	°С	кДж/кг
для ПГУ двух давлений	0,005	32,9	137,77	0,4762	19,2	60	271,23	0,486	150,27	8,61	300	2748,14
для ПГУ трех давлений	0,0035	26,5	111,2	0,3907	13,41	60	275,92	0,4	153,41	15,75	346	2590,2

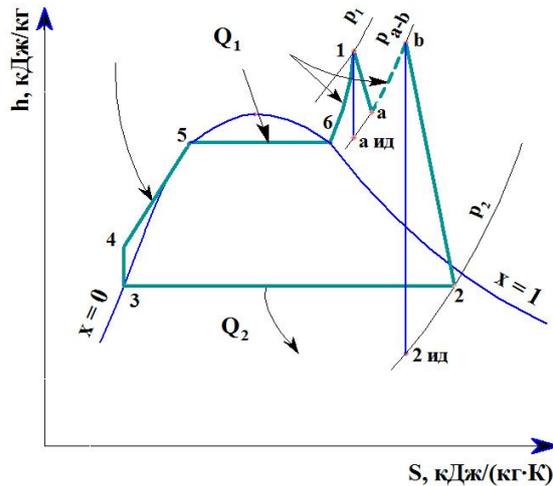
Таблица 2.6

Параметры состояния свежего водяного пара паровых турбин ПГУ с двухконтурными и трехконтурными КУ

Начальные параметры водяного пара турбины КТ-150-8														
$t_{\text{нв}}$	°С	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	+5	+10	+15	+20	+25	+30
p_1	МПа	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8
t_1	°С	496,1	497,9	499,6	501,4	503,2	504,9	506,7	508,5	510,2	512	513,8	515,5	517,3
h_1	кДж/кг	3385,22	3389,6	3393,99	3398,36	3402,72	3407,09	3411,46	3415,82	3420,19	3425,72	3428,88	3433,22	3427,56
s_1	кДж/(кг·К)	6,715	6,72	6,725	6,73	6,735	6,74	6,745	6,75	6,755	6,76	6,765	6,77	6,775
e_1	кДж/кг	1780,2	1746,8	1713,3	1679,9	1646,5	1613,1	1579,7	1546,3	1513,2	1480,2	1467,9	1415,53	1383,87
Начальные параметры водяного пара турбины К-240-140														
$t_{\text{нв}}$	°С	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	+5	+10	+15	+20	+25	+30
p_1	МПа	14,55	14,55	14,55	14,55	14,55	14,55	14,55	14,55	14,55	14,55	14,55	14,55	14,55
t_1	°С	536,7	538,6	540,6	542,5	544,4	546,3	548,2	550,2	552,1	554	555,9	557,8	559,8
h_1	кДж/кг	3411,4	3416,67	3421,81	3426,65	3431,49	3436,33	3441,16	3446,06	3451,62	3457,18	3462,74	3468,3	3473,86
s_1	кДж/(кг·К)	6,49	6,495	6,5	6,505	6,51	6,15	6,25	6,35	6,45	6,55	6,65	6,75	6,85
e_1	кДж/кг	1865	1832,6	1800,2	1676,8	1735,5	1703,1	1670,7	1638,4	1606,3	1574,4	1563,1	1571,8	1481,2

Промежуточный перегрев водяного пара в ПГУ-У

Цикл паротурбинной установки с вторичным перегревом водяного пара показан на рис. 2.5. При реализации данного принципа работы ПГУ осуществляется отбор отработавшего в ЦВД турбины водяного пара при давлении p_{a-b} на промежуточный перегрев до начальной температуры парового цикла.



Состояние водяного пара в конце адиабатного процесса расширения в ЦВД турбины оценивается температурой ($t_{a \text{ ид}}$) и энтальпией ($h_{a \text{ ид}}$) водяного пара. После промежуточного перегрева в результате повышения температуры при заданном давлении на выходе из ЦВД происходит возрастание энтальпии водяного пара до значения h_b . После этого водяной пар расширяется в ЦНД турбины до давления p_2 .

Рис. 2.5. Цикл паровой турбины с однократным промежуточным перегревом водяного пара

За счет подвода к водяному пару дополнительного количества теплоты происходит увеличение его сработанного теплоперепада в проточной части турбины:

$$H_{\text{пт}} = [h_1 - (\eta_{oi} (h_1 - h_{a \text{ ид}}))] + [(h_b - (\eta_{oi} (h_b - h_{2 \text{ ид}})))] , \quad (2.25)$$

$$\text{или } H_{\text{пт}} = H_{\text{цвд}} + H_{\text{цнд}} . \quad (2.26)$$

В результате возрастает термический КПД идеального парового цикла:

$$\eta_t^* = \frac{(h_1 - h_{a \text{ ид}}) + (h_b - h_{2 \text{ ид}})}{(h_1 - h_3) + (h_b - h_{a \text{ ид}})} . \quad (2.27)$$

Кроме того, увеличивается степень сухости водяного пара на лопатках последней ступени турбины:

$$x = \frac{h_2 - h_3}{h_{\text{к}}'' - h_3} , \quad (2.28)$$

где h_k'' – энтальпия водяного пара переходящего в состояние насыщения при заданном давлении в конденсаторе p_k .

Увеличение термического КПД цикла приводит к возрастанию общего КПД паровой турбины, который определяется по формуле (2.17).

При промежуточном перегреве водяного пара увеличивается общий тепоперепад водяного пара ($H_{пт}^* = H_{цвд} + H_{цнд}^*$) в турбине, что обусловлено подводом к вторично перегреваемому водяному пару дополнительного количества теплоты. В итоге возрастает мощность паровой турбины ПГУ:

$$N_{пт}^* = 2D_0^{вд} H_{цвд} + (2D_0^{вд} + 2D_0^{нд}) H_{цнд}^* . \quad (2.29)$$

При промежуточном перегреве водяного пара в двухконтурном котле-утилизаторе его КПД определяется по формуле:

$$\eta_{ку} = \frac{[D_0^{вд} h_0^{вд} + D_0^{нд} h_0^{нд} - ((D_0^{вд} + D_0^{нд}) h_{к^{гпк}})] + [D_{пар} (h_{пар2} - h_{пар1})]}{[G_{г} (h_{гт}'' - h_{гпк}'')]} . \quad (2.30)$$

В приведенной формуле – $D_{пар}$, $h_{пар1}$, $h_{пар2}$ – расход и энтальпия водяного пара перед и после промежуточного пароперегревателя (ПП).

Прирост КПД и мощности парогазовой установки за счет промежуточного перегрева водяного пара:

$$\Delta\eta_{пгу} = \eta_{пгу}^* - \eta_{пгу} = \eta_t^* \eta_{oi} \eta_{мг} - \eta_t \eta_{oi} \eta_{мг} ; \quad (2.31)$$

$$\Delta N_{пгу} = [2D_0^{вд} H_{цвд} + 2(D_0^{вд} + D_0^{нд}) H_{цнд}^*] - [(2(D_0^{вд} + D_0^{нд}) H_{цвд+цнд}]. \quad (2.32)$$

Здесь: $H_{цнд}^*$ – теплотерепад водяного пара в ЦНД турбины, который вычисляется по следующей формуле:

$$H_{цнд}^* = h_{см} - h_2 = \frac{2D_0^{вд} h_{пар2} + 2D_0^{нд} h_0^{нд}}{2(D_0^{вд} + D_0^{нд})} - h_2 , \quad (2.33)$$

где: $h_{см}$ – энтальпия суммарного потока водяного пара перед ЦНД турбины.

Стоит отметить, что в результате расширения в ЦВД турбины повышается удельный объем водяного пара, что приводит к увеличению диаметра

($d_{\text{ПП}}$) и проходного сечения ($f_{\text{ПП}}$) трубчатых змеевиков промежуточного пароперегревателя:

$$d_{\text{ПП}} = \sqrt{\frac{4 D_{\text{пар}} v_{\text{ср}}}{\pi \omega}}, f_{\text{ПП}} = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{D_{\text{пар}} v_{\text{ср}}}{\omega}. \quad (2.34)$$

где: $v_{\text{ср}} = \sqrt{v_{\text{ПП}}'' \cdot v_{\text{ПП}}'}$ – средний удельный объем вторично перегреваемого водяного пара в ПП, $\omega = 60$ м/с – скорость движения потока вторично перегреваемого водяного пара.

Для решения данной проблемы рекомендуется отводящие и подводящие паропроводы вторично перегреваемого водяного пара разделять на две или три нитки. Результаты конструктивного расчета указанных паропроводов и труб промежуточного пароперегревателя при использовании на практике разработанных и предложенных способов вторичного перегрева водяного пара представлены в Приложении А.

2.3. Результаты экспериментального обследования ПГУ-200 Сызранской ТЭЦ

В 2012 году в рамках реконструкции на Сызранской ТЭЦ был введен в эксплуатацию парогазовый энергоблок ПГУ-200, в составе которого работают две газотурбинные установки GE PG6111FA мощностью по 77 МВт, два двухконтурных котла-утилизатора КУП-110/15-8,0/0,7-540/200 и одна одноцилиндровая паровая турбина Siemens SST-600 мощностью 60 МВт, имеющая два регулируемых отбора водяного пара на теплофикацию. ГТУ типа GE PG6111FA по аналогии с мощными энергетическими газотурбинными установками, выпускаемыми фирмой Siemens, имеет воздушное охлаждение рабочих лопаток проточной части газовой турбины, однако камера сгорания – встроенного типа, что облегчает конструкцию установки и снижает ее металлоемкость [120, 121, 122].

Расширение Сызранской ТЭЦ парогазовой установкой утилизационного типа на базе двух ГТУ типа GE PG6111FA позволило увеличить установленную мощность станции и снизить расход условного топлива на выработку

электрической энергии [7, 28]. Вторым фактором внедрения на Сызранской ТЭЦ газотурбинных и парогазовых технологий стало ужесточение требований различных экологических организаций по охране воздушного бассейна от выбросов оксидов азота [1, 7, 16].

Решение о строительстве нового энергетического блока связано с необходимостью замены морально устаревшего и физически изношенного энергетического оборудования двух энергоблоков «старой» части Сызранской ТЭЦ – первой и второй очереди. Установленная мощность энергоблока первой очереди (давление перегретого водяного пара 9 МПа) составляет 90 МВт, второй очереди – 165 МВт (давление перегретого водяного пара 14 МПа). Указанное оборудование «старой» части ТЭЦ существенно ухудшало технико-экономические показатели станции (рис. 2.6, 2.7), однако вывод его из эксплуатации не представляется возможным в связи с необходимостью обеспечения тепловой и электрической энергией города Сызрань и его близлежащих районов. Основным топливом на Сызранской ТЭЦ является природный газ, который подводится к ГРП станции по магистральному газопроводу давлением 12,5 ата от Ново-Урегойского месторождения.

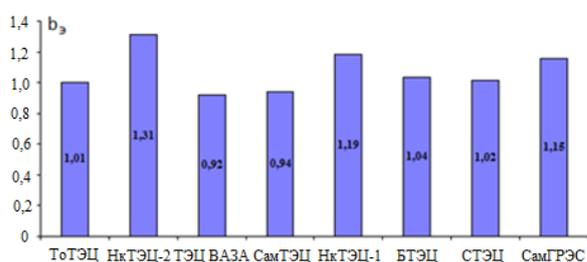


Рис. 2.6. Удельный расход топлива b_e на производство электрической энергии, выраженный в относительных единицах

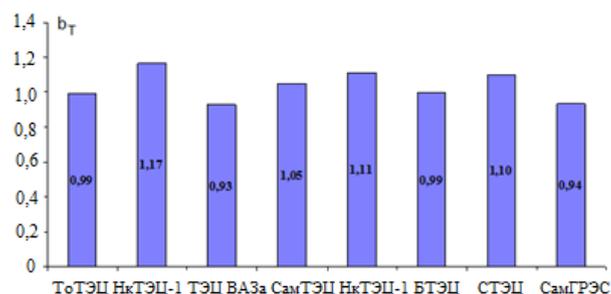


Рис. 2.7. Удельный расход топлива b_T на производство тепловой энергии, выраженный в относительных единицах

Проведен натурный эксперимент ПГУ-200 Сызранской ТЭЦ. Эксперимент проводился при работе ПГУ в нестационарном режиме в процессе запуска газотурбинной установки при постоянной фиксированной температуре наружного воздуха + 22,8 °С и 100 % нагрузке отопительных отборов паровой турбины Siemens SST-600. В таблице 2.7 представлен ряд данных из протокола гарантийных испытаний ПГУ-200 Сызранской ТЭЦ при различном времени от начала пуска.

С целью определения корректности методики теплотехнического расчета проведен численный расчет ПГУ-200 Сызранской ТЭЦ. В качестве исходных данных задавались значения электрической мощности газотурбинной установки General Electric PG6111FA и расходы водяного пара высокого давления.

Конечной целью расчета являлось определение расходов водяного пара низких параметров и значения электрической мощности парогазового блока ПГУ-200 Сызранской ТЭЦ для дальнейшего сравнения полученных результатов с данными натурного эксперимента.

Выполнено сопоставление параметров численного расчета и результатов натурного эксперимента для ПГУ-200 Сызранской ТЭЦ (табл. 2.8). На основе сравнительного анализа результатов численного расчета и натурного эксперимента сформулированы следующие выводы:

1. Доля погрешности при определении расходов турбинного конденсата при различных временных интервалах от времени начала запуска установки относительно невелика (на уровне 0,1...0,27 %), что объясняется тем, что указанные расходы в основном определяются расходом водяного пара высоких параметров, значения которого приравнивались к полученным экспериментальным путем данным.

2. При определении расхода водяного пара низких параметров принимался постоянным расход циклового воздуха $G_B = 203$ кг/с, поступающего в турбокомпрессор ГТУ, в не зависимости от времени от начала пуска установки. Поэтому имеет значительная доля погрешности при оценке расхода водяного пара, поступающего в часть низкого давления паровой турбины.

3. Погрешность при оценке сходимости результатов теплотехнического расчета электрической мощности ПГУ-200 в сравнении с данными натурного экспериментального исследования составляет 5,03 – 9,51 %. Достаточно большие значения относительного расхождения данных натурного эксперимента и теплового расчета обусловлены влиянием давления в БНД котла-утилизатора на расход водяного пара низких параметров и мощность парогазовой установки, а также различием значений мощности паровой турбины.

В целом, результаты сравнительного анализа полученных результатов подтверждают корректность теплотехнического расчета.

Таблица 2.7

Результаты гарантийных испытаний ПГУ-200 Сызранской ТЭЦ

Время от начала пуска, с	Расход топлива на ГТ, кг/с	Мощность ГТ, МВт	Расход питательной воды в ЭВД и ЭНД, кг/с	Расход пара ВД, кг/с	Расход пара НД, кг/с	Мощность ПГУ, МВт	Температура уходящих газов, °С
800	3,35	55,85	25,79	13,20	6,43	135,38	358
900	3,50	59,23	26,06	13,40	6,36	143,51	375
1000	3,66	62,28	26,87	13,81	6,35	153,66	381
1100	3,80	66,34	27,69	14,22	6,36	162,46	393
1200	3,91	69,72	28,02	14,89	6,50	172,62	408
1300	4,06	72,43	28,36	15,64	6,63	180,06	416
1400	4,12	73,78	28,30	16,38	6,77	186,83	422
1500	4,14	74,46	28,33	16,72	6,84	190,22	424
1600	4,14	74,46	28,36	17,46	6,84	191,57	425
1700	4,14	74,46	28,36	18,07	6,84	192,25	425
1800	4,14	74,46	28,36	18,21	6,84	192,25	425

Таблица 2.8

Сравнение результатов данных экспериментального обследования и теплотехнического расчета ПГУ-200 Сызранской ТЭЦ

		Время от начала пуска, с											
		800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	
Мощность ГТ, МВт	Испытания	55,85	59,23	63,63	67,69	70,4	72,43	73,11	73,45	73,78	73,78	73,78	
	Расчетные данные	55,85	59,23	63,63	67,69	70,4	72,43	73,11	73,45	73,78	73,78	73,78	
Расход питательной воды в ЭВД и ЭНД, кг/с	Испытания	25,86	26,20	26,94	27,55	27,96	28,23	28,26	28,30	28,33	28,33	28,33	
	Модель	25,79	26,06	26,87	27,69	28,02	28,36	28,30	28,33	28,36	28,36	28,36	
	Критерий	$R_1, \%$			$R_2, \%$				$R_3, \%$				
	Значение	0,35			0,33				0,11				
Расход пара ВД, кг/с	Испытания	13,54	13,67	14,38	15,26	16,79	17,77	18,62	18,82	18,89	18,89	18,89	
	Расчетные данные	13,54	13,67	14,38	15,26	16,79	17,77	18,62	18,82	18,89	18,89	18,89	
Расход пара НД, кг/с	Испытания	6,70	6,74	6,78	6,77	6,71	6,68	6,64	6,63	6,62	6,62	6,61	
	Расчетные данные	4,05	4,08	4,3	4,56	5,02	5,31	5,56	5,62	5,64	5,64	5,64	
	Критерий	$R_1, \%$			$R_2, \%$				$R_3, \%$				
	Значение	38,53			23,65				14,88				
Мощность ПТ, МВт	Расчетные данные	37,99	38,34	40,34	42,81	47,10	49,85	52,23	52,79	52,985	52,985	52,985	
Мощность ПГУ, МВт	Испытания	136,7	147,6	156,4	167,2	176	181,4	185,5	188,9	190,2	190,9	190,9	
	Расчет	149,69	156,8	167,6	178,19	187,9	194,71	198,45	199,69	200,545	200,545	200,545	
	Критерий	$R_1, \%$			$R_2, \%$				$R_3, \%$				
	Значение	7,08			6,47				5,045				

2.4. Промежуточный перегрев водяного пара в зоне высоких температур двухконтурного котла-утилизатора

Проведен анализ работы двухконтурной парогазовой установки с промежуточным перегревом водяного пара в контуре высокого давления котла-утилизатора. Согласно рассматриваемому принципу работы ПГУ осуществляется отбор водяного пара, отработавшего в ЦВД паровой турбины, в промежуточный пароперегреватель, который располагается в контуре высокого давления котла-утилизатора и где происходит вторичный перегрев пара за счет полезного использования теплоты уходящих газов ГТУ. В результате происходит одновременное повышение КПД как паровой турбины за счет подвода к пару дополнительной теплоты, так и двухконтурного котла-утилизатора за счет более глубокого охлаждения газов ГТУ. Кроме того, увеличивается конечная степень сухости водяного пара, что повышает надежность работы лопаточного аппарата паровой турбины [21, 40, 41, 43, 85, 92, 93].

Анализ эффективности предлагаемого способа работы ПГУ изложен на примере парогазового энергоблока ПГУ-450 Северо-Западной ТЭЦ г. Санкт-Петербурга. На рис. 2.8 представлена схема ПГУ-450, работающей по указанному принципу.

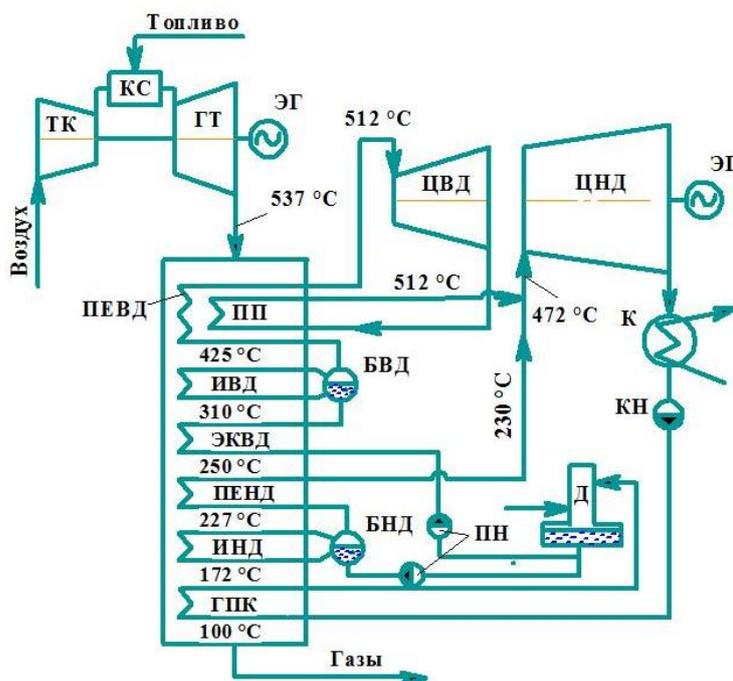


Рис. 2.8. Схема ПГУ-450 с промежуточным перегревом водяного пара в зоне высоких температур двухконтурного котла-утилизатора

Очищенный от посторонних примесей атмосферный воздух поступает в турбокомпрессор (ТК), где он сжимается до необходимого давления. На выходе из ТК общий поток сжатого воздуха разделяется на две части. Первый поток G_1 поступает в камеру сгорания (КС) и смешивается с газообразным топливом с образованием высокореакционной топливовоздушной смеси, сгорание которой происходит при высокой температуре и достаточно быстро. Второй поток воздуха G_2 направляется в зону смешения для формирования заданной начальной температуры $t'_{гт}$ газов перед проточной частью турбины.

Отработавшие газы поступают в паровой котел-утилизатор (КУ) двух давлений, последовательно проходят его поверхности нагрева, охлаждаются, после чего отводятся через дымовую трубу (на рисунке не показана) в атмосферу. В первой по ходу движения газов поверхности нагрева КУ – основном пароперегревателе высокого давления (ПЕВД) насыщенный водяной пар, поступающий из барабана высокого давления (БВД), перегревается до начальной температуры (512 °С) и поступает в проточную часть цилиндра высокого давления (ЦВД) паровой турбины, где, расширяясь, совершает полезную работу. После этого отработавший в ЦВД турбины водяной пар возвращается в КУ, перегревается до температуры «свежего» пара (512 °С) в промежуточном пароперегревателе (ПП) при давлении, соответствующем давлению на выходе из ЦВД паровой турбины, и поступает в камеру смешения цилиндра низкого давления (ЦНД) паровой турбины. К нему подмешивается перегретый водяной пар низкого давления, после чего суммарный поток водяного пара направляется в проточную часть ЦНД, где в процессе расширения совершает полезную работу, затрачиваемую на привод электрогенератора. Отработавший в паровой турбине водяной пар отводится в конденсатор (К).

Из уравнения теплового баланса для ПЕВД-ПП определяется энтальпия газов ГТУ и вторично перегреваемого водяного пара:

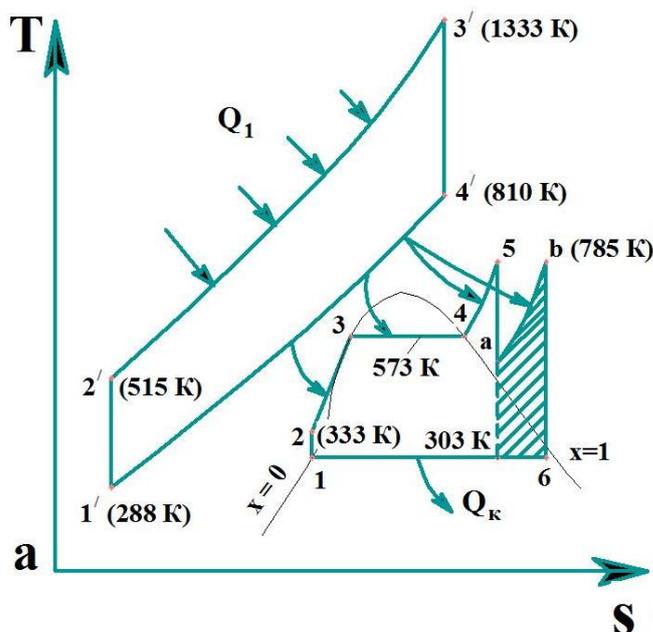
$$G_{гт}^* (h''_{гт} - h''_{певд-пп}) = D_0^{ВД} (h_0^{ВД} - h''_{ивд}) + D_0^{ВД} (h_{пар2} - h_{пар1}); \quad (2.35)$$

$$h''_{певд-пп} = h''_{гт} - \frac{D_0^{ВД} (h_0^{ВД} - h''_{ивд}) + D_0^{ВД} (h_{пар2} - h_{пар1})}{G_{гт}^*}; \quad (2.36)$$

$$h_{пар2} = D_0^{ВД} h_{пар1} + \frac{G_{гт}^* (h''_{гт} - h''_{певд-пп}) - D_0^{ВД} (h_0^{ВД} - h''_{ивд})}{D_0^{ВД}}. \quad (2.37)$$

На рис. 2.9 представлен комбинированный цикл ПГУ с вторичным перегревом водяного пара в котле-утилизаторе в T, s – координатах со следующими обозначениями процессов: 1'–2' — сжатие воздуха в турбокомпрессоре; 2'–3' — подвод теплоты в камеру сгорания ГТУ; 3'–4' — расширение продуктов сгорания в газовой турбине; 4'–1' — отвод уходящих газов; 1–2 — повышение давления питательной воды; 2–3 — нагрев питательной воды; 3–4 — процесс парообразования; 4–5 — перегрев пара; 5 – а — расширение пара в ЦВД; а–b — промежуточный перегрев пара; б–1 — процесс конденсации пара в конденсаторе. На приведенном цикле Брайтона-Ренкина заштрихованной площадью показана прибавка в работе паротурбинной части цикла Брайтона-Ренкина за счет осуществления вторичного перегрева водяного пара по сравнению с обычным комбинированным циклом.

Таким образом, за счет подвода к вторично перегреваемому водяному пару дополнительного количества теплоты возрастает его теплоперепад в цилиндре низкого давления паровой турбины, что приводит к увеличению термического КПД цикла парогазовой установки (рис. 2.10). Кроме того возрастает конечная степень сухости водяного пара, благодаря чему снижается эрозионный износ лопаток последней ступени турбины и повышается надежность ее работы.



На рис. 2.11 представлена тепловая Q, t – диаграмма двухконтурного котла-утилизатора с использованием промежуточного перегрева водяного пара в контуре высокого давления. Пунктирной линией показан процесс вторичного перегрева водяного пара в ПП. В таблице 2.9 представлены результаты проведенного анализа зависимости показателей работы ПГУ от температуры и давления вторично перегреваемого водяного пара.

Рис. 2.9. Цикл Брайтона-Ренкина ПГУ с промперегревом водяного пара в контуре ВД котла-утилизатора

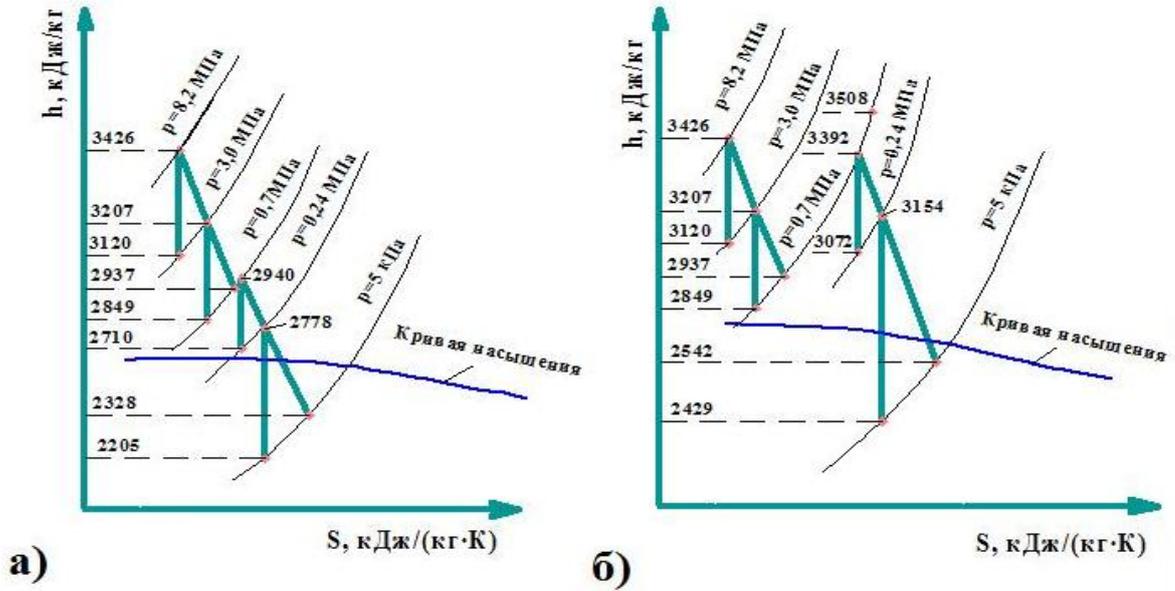


Рис. 2.10. Процесс расширения водяного пара в паровой турбине:
 а) при отсутствии промежуточного перегрева водяного пара;
 б) с промежуточным перегревом водяного пара в котле-утилизаторе

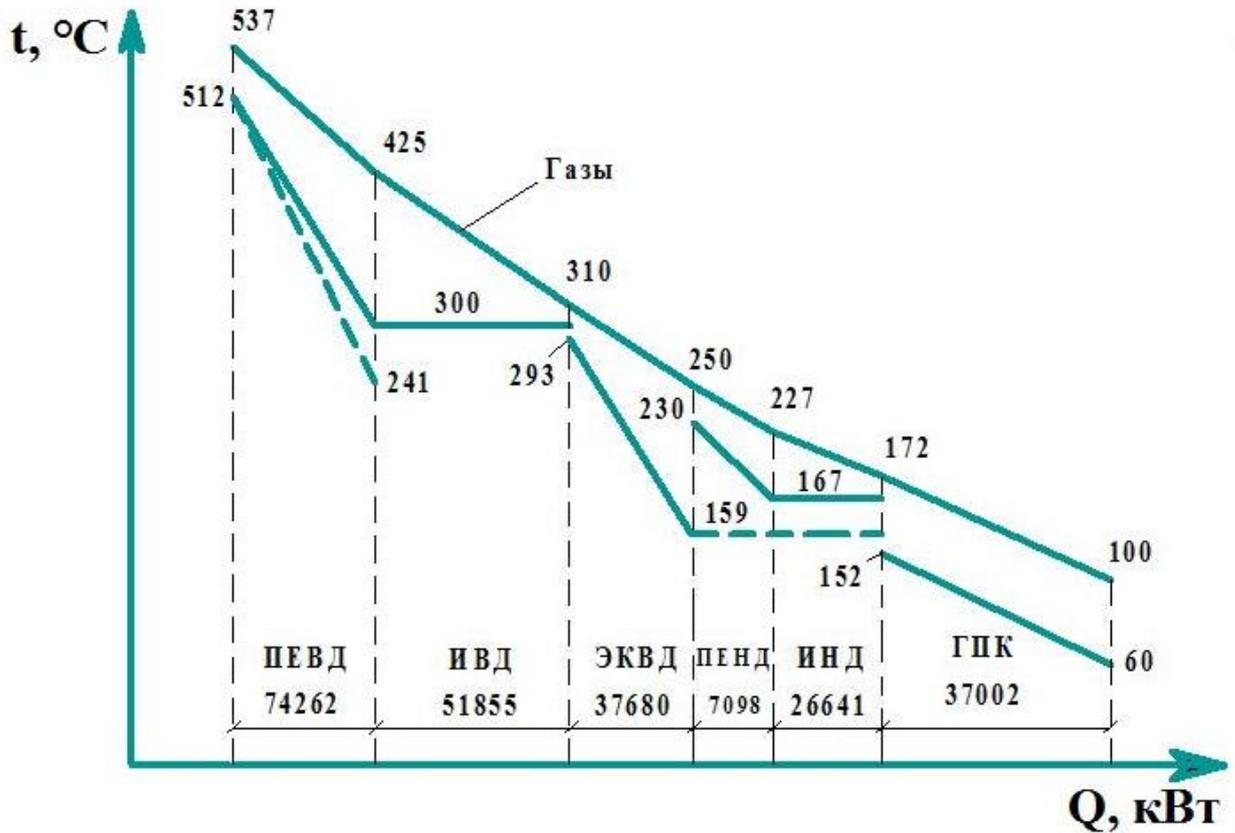


Рис. 2.11. Тепловая $t = f(Q)$ диаграмма котла-утилизатора П-90 при промежуточном перегреве водяного пара в контуре высокого давления

Таблица 2.9

Анализ влияния температуры и давления вторично перегреваемого водяного пара на показатели работы паровой турбины КТ-150-8

Промежуточный перегрев водяного пара в контуре высокого давления котла-утилизатора (КУ), хвостовой части КУ, камере сгорания ГТУ										
$t_{шт} = t_b$	°С	560	540	520	500	480	460	440	420	400
p_{a-b}	МПа	0,7								
h_b	кДж/кг	3610	3572	3535	3505	3445	3400	3353	3310	3270
h_2 (ид)	кДж/кг	2470	2453	2445	2430	2400	2390	2370	2350	2335
h_2	%	2641	2621	2609	2591	2557	2541,5	2517	2494	2475
η_t	%	43,23	43,11	42,79	42,74	42,63	42,22	42,03	41,90	41,69
$\eta_{шт}$	%	35,83	35,64	35,42	35,22	35,05	34,96	34,84	34,73	34,65
p_{a-b}	МПа	1,6								
h_b	кДж/кг	3603	3560	3515	3475	3431	3392	3345	3300	3250
h_2 (ид)	кДж/кг	2350	2340	2320	2300	2283	2260	2247	2226	2210
h_2	кДж/кг	2538	2523	2499	2476	2455	2430	2412	2387	2366
η_t	%	43,75	43,39	43,24	43,17	43,06	42,98	42,61	42,47	42,12
$\eta_{шт}$	%	35,26	35,96	35,84	35,78	35,71	35,61	35,31	35,2	34,91
x	%	99,04	98,42	97,44	96,49	95,63	94,58	93,83	92,82	91,95
p_{a-b}	МПа	1,8								
h_b	кДж/кг	3601	3555	3514	3472	3430	3385	3345	3299	3250
h_2 (ид)	кДж/кг	2340	2320	2300	2290	2262	2250	2233	2208	2195
h_2	кДж/кг	2529	2505	2482	2467	2437	2420	2400	2372	2353
η_t	%	43,43	43,27	43,19	42,93	42,82	42,55	42,39	42,35	41,92
$\eta_{шт}$	%	36	35,87	35,8	35,58	35,49	35,27	35,14	35,1	34,74
x	%	98,68	97,69	96,74	96,13	94,88	94,18	93,34	92,18	91,42
p_{a-b}	МПа	2,0								
t_a (ид)	°С	300	300	300	300	300	300	300	300	300
h_a (ид)	кДж/кг	3022	3022	3022	3022	3022	3022	3022	3022	3022
h_b	кДж/кг	3600	3552	3515	3473	3425	3380	3340	3295	3250
h_2 (ид)	кДж/кг	2317	2300	2286	2268	2250	2235	2215	2196	2175
h_2	кДж/кг	2509	2488	2470	2449	2426	2407	2384	2361	2336

Анализ влияния температуры и давления вторично перегреваемого водяного пара на показатели работы паровой турбины К-150-8

Промежуточный перегрев водяного пара в контуре высокого давления котла-утилизатора (КУ), хвостовой части КУ, камере сгорания ГТУ										
$t_{\text{пп}} = t_b$	°С	560	540	520	500	480	460	440	420	400
p_{a-b}	МПа	2,0								
η_t	%	43,63	43,37	43,18	43,03	42,77	42,48	42,39	42,2	42,06
$\eta_{\text{пт}}$	%	36,16	35,95	35,79	35,66	35,45	35,21	35,14	34,98	34,86
x	%	97,86	96,97	96,25	95,36	94,43	93,63	92,68	91,73	90,72
p_{a-b}	МПа	2,2								
h_b	кДж/кг	3600	3550	3510	3467	3422	3375	3338	3290	3248
h_2 (ид)	кДж/кг	2307	2294	2275	2250	2242	2220	2200	2180	2155
h_2	кДж/кг	2501	2482	2460	2433	2419	2393	2371	2346,5	2319
η_t	%	43,52	43,12	43,02	43,04	42,55	42,42	42,38	42,26	42,18
$\eta_{\text{пт}}$	%	36,08	35,74	35,66	35,67	35,27	35,16	35,13	35,05	34,97
x	%	97,51	96,75	95,83	94,69	94,13	93,07	92,14	91,14	90

На рис. 2.12 показан сравнительный анализ работы ГТУ, паровой турбины и ПГУ-450 с учетом промежуточного перегрева водяного пара в котле-утилизаторе и при отсутствии промперегрева (пунктирная линия).

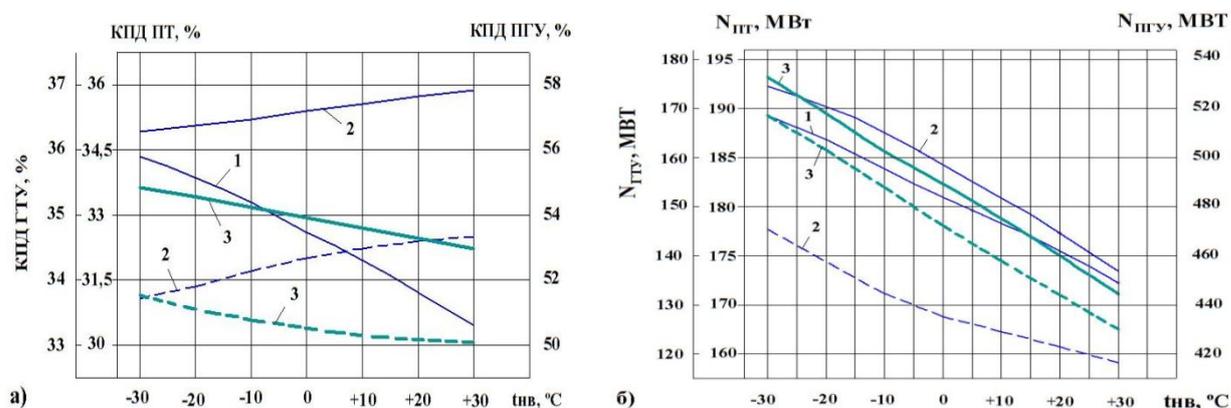


Рис. 2.12. Зависимость КПД (а) и мощности (б) ГТУ, ПТ и ПГУ от температуры наружного воздуха при промперегреве водяного пара в контуре высокого давления котла-утилизатора:

1 – для ГТУ, 2 – для паровой турбины, 3 – для ПГУ-У

Установлено, что по сравнению с вариантом работы без промежуточного перегрева водяного пара, данный метод позволяет повысить КПД парогазовой установки на 2,47 % (с 51,09 до 53,57 %) по сравнению с вариантом работы ПГУ без промежуточного перегрева водяного пара. Удельный расход условного топлива снижается на 4,63 % (с 240,75 до 229,61 г/кВт·ч). КПД двухконтурного котла-утилизатора повышается на 2,97 % (с 80,22 до 83,19 %). Мощность паровой турбины возрастает на 16,5 % (с 153,53 МВт до 178,86 МВт), а ее КПД – на 3,04 % (с 32,29 до 35,33 %). При этом снижается выработка перегретого водяного пара высоких параметров на 12,31 % (с 202,39 до 177,48 т/ч) при фиксированном расходе газов ГТУ.

2.5. Промежуточный перегрев водяного пара в хвостовой части

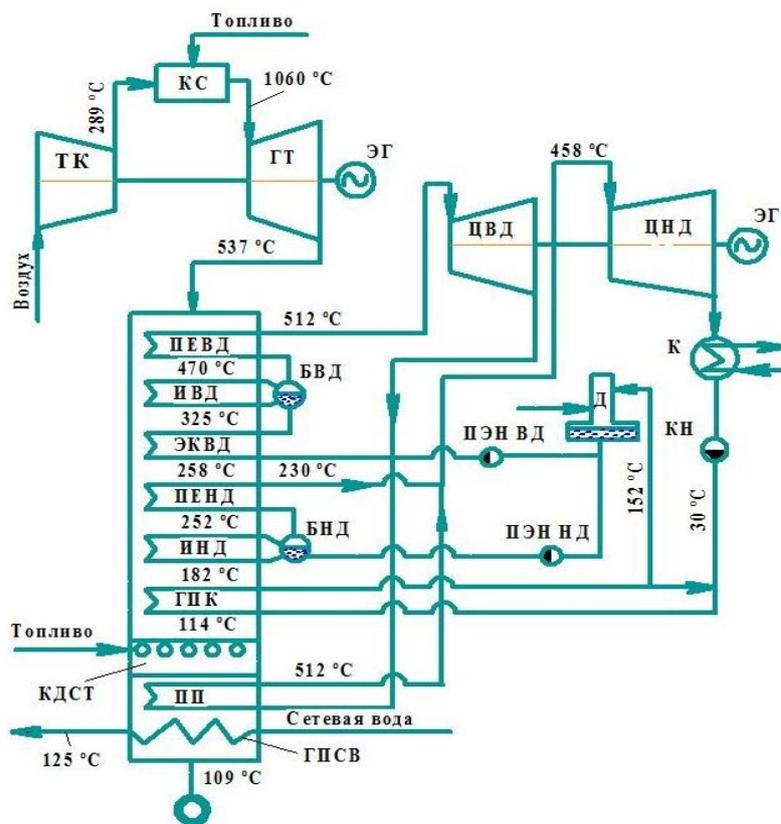
двухконтурного котла-утилизатора

(патент на изобретение РФ № 2611138)

Дожигание дополнительного количества топлива в котле-утилизаторе получило широкое применение в парогазовых установках утилизационного типа. Оно осуществляется при температурах в активной зоне горения не пре-

вышающих $900\text{ }^{\circ}\text{C}$. Поскольку в уходящих газах ГТУ содержится достаточное количество кислорода, подача дополнительного количества воздуха не требуется. Основной целью данного метода является стабилизация и повышение начальных параметров пара, подаваемого на паровую турбину ПГУ, при этом расстояние между камерой дополнительного сжигания топлива и первой конвективной поверхностью нагрева котла-утилизатора должно составлять не менее пяти метров [53, 108].

Для повышения тепловой экономичности работы ПГУ-У предлагается осуществить промежуточный перегрев водяного пара в хвостовой части котла-утилизатора (рис. 2.13). В этом случае для повышения температуры газов в выходной части котла-утилизатора необходима установка камеры дополнительного сжигания топлива (КДСТ), после которой размещаются ПП и газовый подогреватель сетевой воды (ГПСВ).



В результате осуществления процесса горения температура газов перед ПП будет достигать больших значений, что позволит осуществить вторичный перегрев отработавшего в ЦВД турбины водяного пара до начальной температуры парового цикла ($512\text{ }^{\circ}\text{C}$). Вторично перегретый в ПП водяной пар направляется в проточную часть ЦНД турбины, где к нему

Рис. 2.13. Схема ПГУ-450 с промперегревом водяного пара в хвостовой части котла-утилизатора подмешивается водяной пар низких параметров. Из уравнения теплового баланса для двухконтурного котла-утилизатора определяется его КПД:

$$\eta_{\text{ку}} = \frac{[D_0^{\text{ВД}} h_0^{\text{ВД}} + D_0^{\text{НД}} h_0^{\text{НД}} - ((D_0^{\text{ВД}} + D_0^{\text{НД}}) h_{\text{к}}^{\text{ГПК}})] + [D_0^{\text{ВД}} (h_{\text{пар2}} - h_{\text{пар1}})]}{[G_{\text{г}} (h''_{\text{гт}} - h'_{\text{кдст}})] + [Q_{\text{н}}^{\text{р}} B_{\text{кдст}}]}, \quad (2.38)$$

где $D_0^{\text{ВД}}$, $D_0^{\text{НД}}$ – расходы пара высокого и низкого давления, $h_0^{\text{ВД}}$, $h_0^{\text{НД}}$, $h_{\text{пар1}}$, $h_{\text{пар2}}$, $h''_{\text{гт}}$, $h'_{\text{кдст}}$, $h_{\text{к}}^{\text{ГПК}}$ – энтальпии пара высоких и низких параметров, перед и после ПП, газов после газовой турбины и перед КДСТ, турбинного конденсата перед котлом-утилизатором, $B_{\text{кдст}}$ – расход топлива в КДСТ, $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ – теплота сгорания топлива.

Достоинством данного способа промперегрева является возможность регулирования температуры вторично перегреваемого водяного пара путем изменения расхода топлива в КДСТ, что позволяет повысить мощность паровой турбины на 27,13 % (с 153,53 до 195,19 МВт) по сравнению с вариантом промежуточного перегрева водяного пара в зоне высоких температур котла-утилизатора (КПД – 35,33 %, мощность – 178,86 МВт). Прирост экономичности паровой турбины аналогичен приросту КПД турбины при варианте промперегрева водяного пара в зоне высоких температур котла-утилизатора.

На рис. 2.14 показано влияние температуры вторично перегретого водяного пара на показатели работы паровой турбины КТ-150-8 при осуществлении промежуточного перегрева водяного пара в хвостовой части котла-утилизатора.

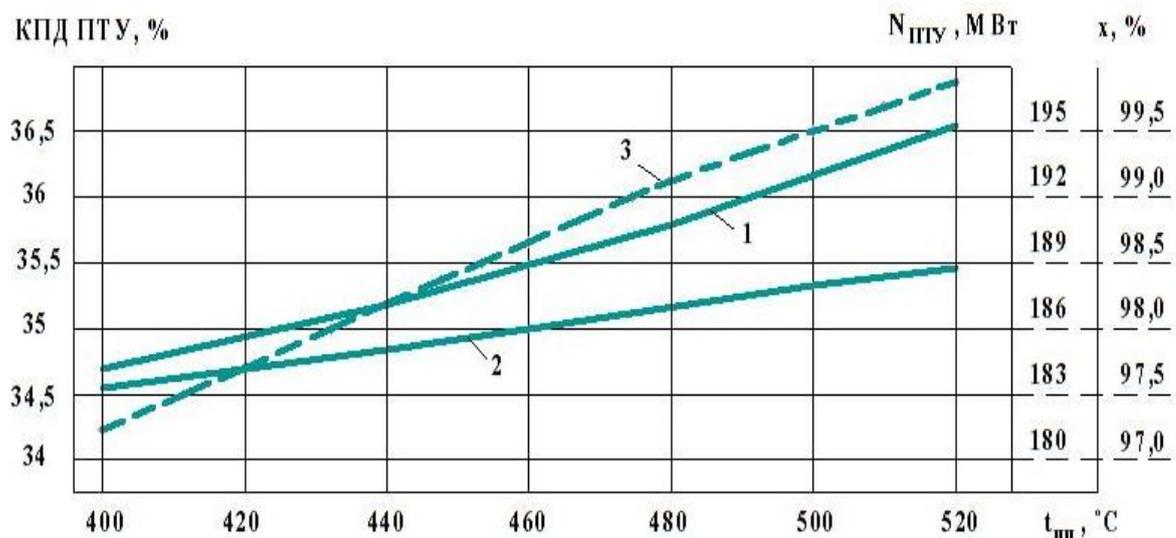


Рис. 2.14. Зависимость основных показателей работы паровой турбины К-150-8 от температуры вторично перегретого водяного пара в хвостовой части КУ: 1 – мощность паровой турбины; 2 – КПД паровой турбины; 3 – степень сухости

В таблице 2.10 представлены результаты сравнительного анализа работы парогазовой установки ПГУ-450 при промежуточном перегреве водяного пара в хвостовой части двухконтурного котла-утилизатора по сравнению со следующими условиями его работы: а) без использования промежуточного перегрева водяного пара; б) при осуществлении вторичного перегрева водяного пара в контуре высокого давления котла-утилизатора.

Таблица 2.10

Сравнительный анализ работы ПГУ с двухконтурными котлами-утилизаторами

Расчетные показатели	Единица измерения	Промперегрев отсутствует	Промперегрев в котле-утилизаторе	Промперегрев в хвостовой части котла-утилизатора
КПД ПГУ	%	51,09	53,57	55,95
Мощность ПГУ	МВт	451,85	483,52	483,52
КПД ГТУ	%	34,02	34,02	34,02
Мощность ГТУ	МВт	144,16	144,16	144,16
КПД ПТ	%	32,29	35,33	35,33
Мощность ПТ,	МВт	163,53	178,86	195,19
КПД КУ	%	80,22	83,19	93,33
Расход воздуха в ТК ГТУ	кг/с	497	497	497
Значения температур газов за поверхностью нагрева котла-утилизатора				
перед КУ	°С	537	537	537
– ПЕВД-ПП	°С	470	425	470
– ИВД	°С	325	310	325
– ЭКВД	°С	258	250	258
– ПЕНД	°С	252	227	252
– ИНД	°С	182	172	182
– ГПК	°С	114	100	114
– хвостовая поверхность КУ – ПП	°С	–	–	100
Значения тепловых мощностей поверхностей нагрева котла-утилизатора				
ПЕВД, ПЕВД-ПП	кВт	38095	74262	38095
ИВД	кВт	81177	51855	81177
ЭКВД	кВт	35635	37680	35635
ПЕНД	кВт	3458	7098	3458
ИНД	кВт	32764,5	26441	32764,5
ГПК	кВт	35959	37002	35959
ПП (в хвостовой части КУ)	кВт	–	–	32133
Расходы водяного пара				
высокого давления	кг/с	56,22	49,3	56,22
низкого давления	кг/с	16,17	17,93	16,17

Анализ результатов расчетов показывает, что существенно повышаются показатели работы парогазовой установки: мощность – с 451,85 до 483,52 МВт (на 7,01 %), КПД – с 51,1 до 55,95 % (на 4,85 %). Удельный расход условного топлива (b_y) снижается на 8,67 % (с 240,7 до 219,84 г/кВт·ч) с учетом расхода топлива на КДСТ.

2.6. Промежуточный перегрев водяного пара в камере сгорания газотурбинной установки

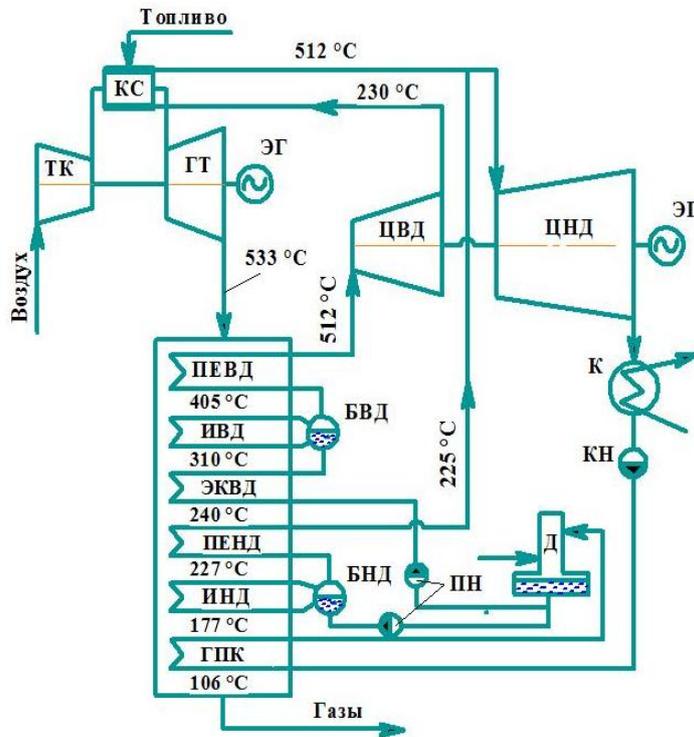
(Патент на изобретение РФ № 2605879)

Для повышения экономичности работы ПГУ-У предлагается с наружной стороны камеры сгорания ГТУ разместить кольцевой канал для промежуточного перегрева водяного пара (рис. 2.15). При реализации данного принципа работы ПГУ часть теплоты нагретых до высокой температуры продуктов сгорания топлива передается вторично перегреваемому пару, который отработав в ЦВД паровой турбины, направляется в наружный кольцевой канал камеры сгорания на вторичный перегрев. При этом снижается расход вторичного воздуха, что обуславливает снижение затраты энергии на привод турбокомпрессора ГТУ. Промежуточный перегрев водяного пара позволяет повысить располагаемый теплоперепад пара в части низкого давления паровой турбины за счет подвода к нему дополнительного количества теплоты, выделяющейся при сжигании топлива, что увеличивает мощность паровой турбины.

В этом случае происходит охлаждение образовавшихся в процессе горения топлива продуктов сгорания за счет передачи части теплоты от продуктов сгорания к вторично перегреваемому водяному пару, что обуславливает снижение расхода вторичного циклового воздуха $G_{B2}^* = G_{B2} - \Delta G_{B2}$, служащего для охлаждения нагретых газов перед проточной частью газовой турбины, при неизменном количестве первичного потока циклового воздуха G_{B1} , поступающего в активную зону камеры сгорания ГТУ для участия в процесс горения топлива. Снижение расхода вторичного воздуха обуславливает снижение общего расхода атмосферного воздуха $G_B^* = G_{B1} + G_{B2}^*$, по-

даваемого в турбокомпрессор ГТУ, и снижение затраты энергии на привод турбокомпрессора.

Особенностью данного принципа работы ПГУ является незначительное снижение расхода пара высоких параметров (с 202,4 до 195 т/ч), обусловленное снижением расхода газов ГТУ, поступающих в котел-утилизатор.



Установлено, что по сравнению с вариантом работы парогазовой установки без промежуточного перегрева водяного пара КПД ПГУ-450 возрастает на 2,7 % (с 51,1 до 53,8 %). Удельный расход условного топлива снижается на 5,02 % (с 240,7 до 228,62 г/кВт·ч). На рис. 2.16 представлен цикл Брайтона-Ренкина с вторичным перегревом водяного пара в камере сгорания ГТУ в T, s – диаграмме.

Рис. 2.15. Схема ПГУ-У с промперегревом водяного пара в камере сгорания ГТУ

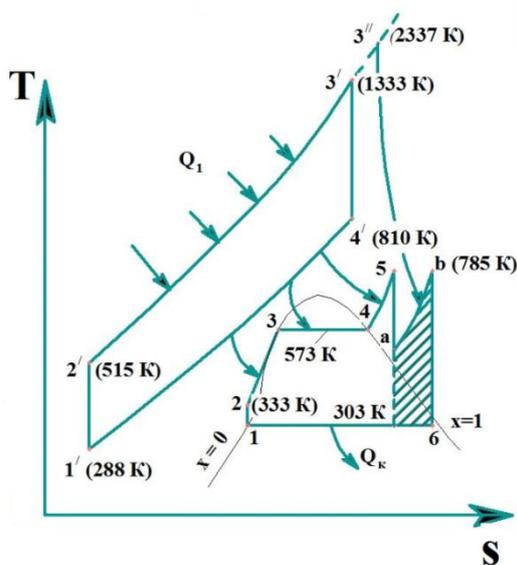


Рис. 2.16. Цикл Брайтона-Ренкина при промежуточном перегреве водяного пара в камере сгорания ГТУ

Заштрихованной площадью показан выигрыш полезной работе паровой турбины за счет промежуточного перегрева частично отработавшего в турбине водяного пара в сравнении с обычным циклом Брайтона-Ренкина без применения промперегрева.

Методика теплового расчета ПГУ-У при вторичном перегреве водяного пара в камере сгорания газотурбинной установки приведена выше (см. п. 2.1).

На рис. 2.17 представлены результаты сравнительного анализа работы парогазовой установки с двухконтурными котлами-утилизаторами с учетом промежуточного перегрева водяного пара в камере сгорания газотурбинной установки ПГУ (а) и без вторичного перегрева пара (б). На приведенном графике пунктирными линиями показаны важнейшие показатели работы ПГУ (КПД и мощность) без промежуточного перегрева водяного пара.

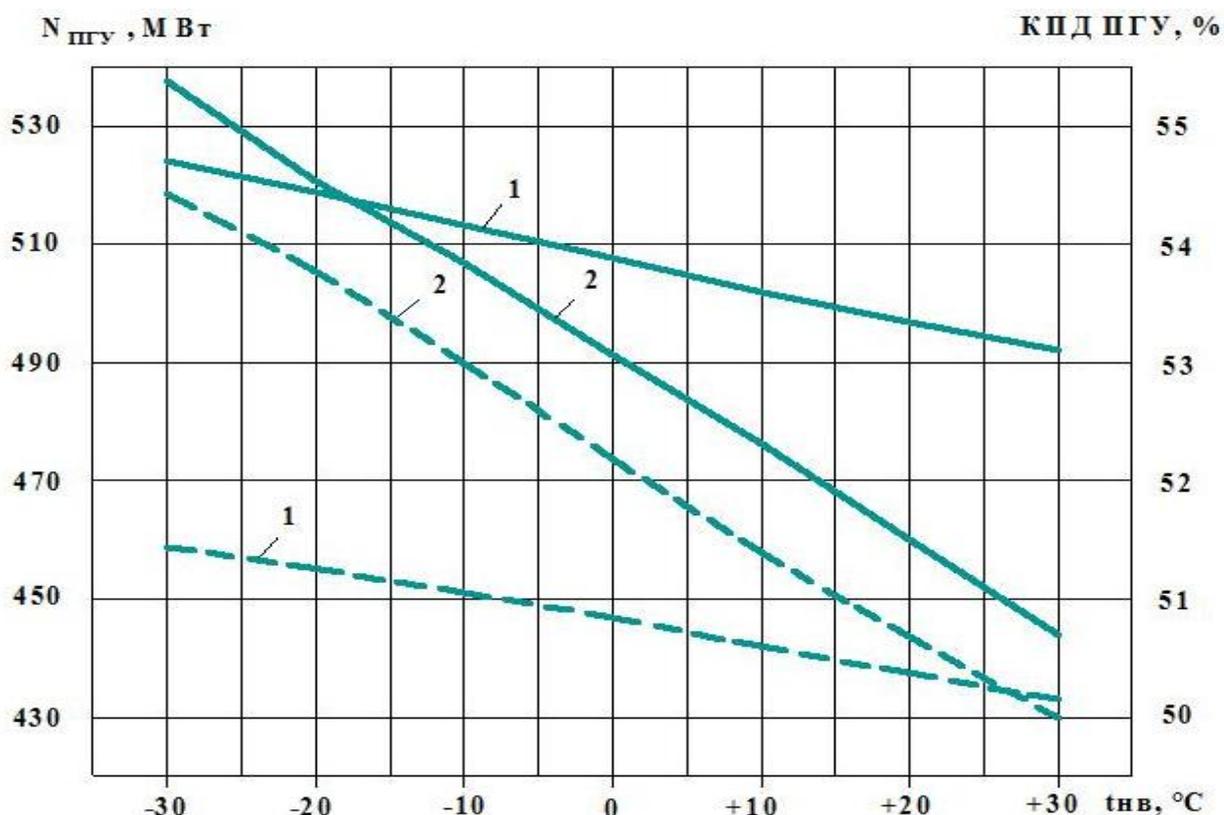


Рис. 2.17. Зависимость КПД и мощности ПГУ с двухконтурными котлами-утилизаторами при промежуточном перегреве водяного пара в камере сгорания ГТУ от температуры наружного воздуха: 1 – для КПД ПГУ, 2 – для мощности ПГУ

Результаты теплового анализа работы парогазовой установки при вторичном перегреве водяного пара в камере сгорания газотурбинной установки для различных температур наружного воздуха представлены в Приложении В.

2.7. Выводы по главе 2

Основные выводы во второй главе диссертационной работы:

1. Разработаны научно-обоснованные технические и технологические решения, позволяющие повысить эффективность работы парогазовой установ-

ки утилизационного типа путем применения промежуточного перегрева водяного пара, частично отработавшего в турбине. Разработаны и предложены к использованию на парогазовых ТЭС способы промежуточного перегрева водяного пара: а) в хвостовой части котла-утилизатора после камеры дополнительного сжигания топлива (патент на изобретение РФ № 2611138), б) в камере сгорания газотурбинной установки (патент на изобретение РФ № 2605879).

2. При промежуточном перегреве водяного пара в контуре высокого давления котла-утилизатора КПД ПГУ-У возрастает на 2,27 % (с 51,09 до 53,57 %) с одновременным повышением мощности на 7 % (с 451,85 до 483,52 МВт). Удельный расход топлива снижается на 4,61 % (с 240,75 до 229,61 г/кВт·ч). Прирост мощности паровой турбины составляет 16,5 % (с 153,53 до 178,86 МВт), КПД – 5,51 % (с 23,29 до 38,8 %). При этом снижается выработка перегретого пара высокого давления на 12,31 % (с 202,39 до 177,48 т/ч) при заданном фиксированном расходе газов ГТУ, поступающих в котел-утилизатор. КПД двухконтурного котла-утилизатора возрастает на 2,97 % (с 80,22 до 83,19 %).

3. Промежуточный перегрев водяного пара в хвостовой части котла-утилизатора позволяет повысить КПД ПГУ-У на 4,85 % (с 51,09 до 55,95 %), мощность – на 7,01 % (с 451,85 до 483,52 МВт). Удельный расход условного топлива снижается на 8,67 % (с 240,75 до 219,84 г/кВт·ч). Мощность паровой турбины возрастает на 27,13 % (с 153,53 до 195,19 МВт), КПД – на 3,04 % (с 32,29 до 35,33 %).

4. Промежуточный перегрев водяного пара в камере сгорания ГТУ позволяет повысить КПД ПГУ-450 на 2,7 % (с 51,1 до 53,8 %). Удельный расход условного топлива снижается на 8,67 % (с 240,7 до 228,62 г/кВт·ч).

5. Значения расходов теплоносителей и основные показатели работы ПГУ-450 при различных температурах наружного воздуха для каждого разработанного способа вторичного перегрева водяного пара в отдельности представлены в Приложениях В, С. На рис. 2.18 представлены результаты сравнительного анализа работы парогазовой установки с двухконтурными котлами-утилизаторами (на примере ПГУ-450 Северо-Западной ТЭЦ города

Санкт-Петербурга) при различных способах промежуточного перегрева водяного пара в зависимости от температуры наружного воздуха.

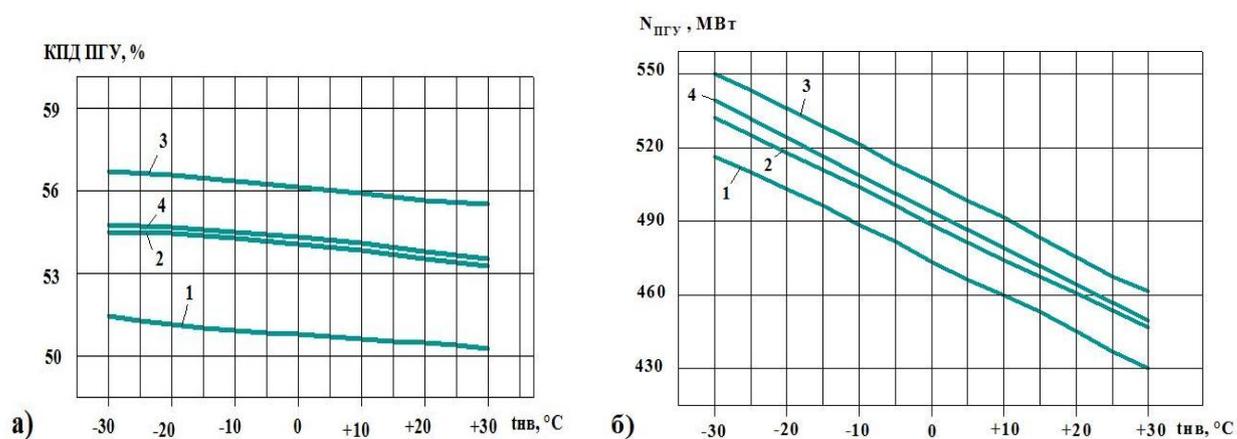


Рис. 2.18. Влияние температуры наружного воздуха на КПД (а) и мощность (б)

ПГУ при следующих режимах работы:

- 1 – при отсутствии промежуточного перегрева водяного пара;
- 2 – с учетом промежуточного перегрева водяного пара в зоне высоких температур КУ;
- 3 – в хвостовой части котла-утилизатора; 4 – в камере сгорания газотурбинной установки

3. ПРОМЕЖУТОЧНЫЙ ПЕРЕГРЕВ ВОДЯНОГО ПАРА В ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВКАХ С ТРЕХКОНТУРНЫМ КОТЛОМ- УТИЛИЗАТОРОМ

3.1. Методика теплового расчета парогазовой установки с трехконтурным котлом-утилизатором

В третьей главе представлен анализ работы парогазовых установок утилизационного типа с трехконтурным котлом-утилизатором с учетом однократного и двухкратного промежуточного перегрева водяного пара. Трехконтурные ПГУ характеризуются высокой тепловой экономичностью комбинированного цикла, и они работают, как правило, с промежуточным перегревом водяного пара в котле-утилизаторе. К данному типу установок относится ПГУ-800 Киришской ГРЭС (Ленинградская область), введенная в эксплуатацию в 2012 г., и состоящая из двух газотурбинных установок Siemens SGT5-4000F (V94.3A) мощностью по 288 МВт, двух трехконтурных котлов-утилизаторов П-132 завода «Энергомаш-БЗЭМ», паровой турбины К-240-140 мощностью 240 МВт. КПД ПГУ-800 составляет 59,5 %.

Технические характеристики газотурбинной установки Siemens V94.3A представлены в таблице 3.1 со следующим обозначением параметров: $N_{ГТУ}$ – электрическая мощность установки, $\eta_{ГТУ}$ – электрический КПД установки, $t'_{ГТ}$ и $t''_{ГТ}$ – температура газов перед турбиной и после нее, G_B – расход сжимаемого циклового воздуха, Q_H^p – теплота сгорания топливного газа, ρ_T – плотность топливного газа, $\eta_{ТК}$, $\eta_{ГТ}$, $\eta_{КС}$ – КПД турбокомпрессора, газовой турбины и камеры сгорания.

Таблица 3.1

Технические характеристики ГТУ Siemens V94.3A

Показатель	$N_{ГТУ}$	$\eta_{ГТУ}$	$t'_{ГТ}$	$t''_{ГТ}$	G_B	$\pi_{ТК}$	Q_H^p	ρ_T	$\eta_{ТК}$	$\eta_{ГТ}$	$\eta_{КС}$
Единица измерения	МВт	%	°С	°С	кг/с	---	кДж/кг	кг/м ³	%	%	%
Величина	288	39,5	1315	584	497	18	54219	0,656	88	86	99

В таблице 3.2 представлены основные параметры работы котла-утилизатора П-132, который питается газами от ГТУ Siemens V94.3А.

Таблица 3.2

Параметры перегретого пара, генерируемого котлом-утилизатором типа П-132

Параметр	Обозначение	Единица Измерения	Величина
Расход газов на входе в котел-утилизатор	G_r	т/ч	687,4
Контур высокого давления			
Паропроизводительность	$D_0^{ВД}$	т/ч	258
Давление перегретого пара	$p_0^{ВД}$	МПа	15
Температура перегретого пара	$t_0^{ВД}$	°С	540
Контур среднего давления			
Паропроизводительность	$D_0^{СД}$	т/ч	58,6
Давление перегретого пара	$p_0^{СД}$	МПа	3,55
Температура перегретого пара	$t_0^{СД}$	°С	345
Контур низкого давления			
Паропроизводительность	$D_0^{НД}$	т/ч	35
Давление перегретого пара	$p_0^{ВД}$	МПа	0,44
Температура перегретого пара	$t_0^{ВД}$	°С	263,2

Паровая турбина К-240-140 является модификацией турбины К-300-140 и была специально сконструирована для работы в составе ПГУ с трех-контурными котлами-утилизаторами. В головную часть турбины подаются три потока водяного пара – высокого (14 МПа), среднего (3,5 МПа) и низкого (0,4 МПа) давления, генерируемыми в соответствующем контуре циркуляции котла-утилизатора П-132. В таблице 3.3 представлены номинальные параметры «свежего пара» паровой турбины К-240-140.

Параметры «свежего» пара паровой турбины К-240-140

Наименование параметра	Обозначение	Единица измерения	Величина
Свежий пар высокого давления			
Давление пара перед турбиной	$p_0^{\text{ВД}}$	МПа	8,2
Температура пара перед турбиной	$t_0^{\text{ВД}}$	°С	512
Расход пара на турбину	$D_0^{\text{ВД}}$	т/ч	449,9
Свежий пар низкого давления			
Давление пара перед турбиной	$p_0^{\text{НД}}$	МПа	0,7
Температура пара перед турбиной	$t_0^{\text{НД}}$	°С	230
Расход пара на турбину	$D_0^{\text{НД}}$	т/ч	104,5
Дополнительные характеристики			
Давление в конденсаторе	p_k	кПа	5
Давление в деаэраторе	p_d	МПа	0,6
Механический КПД турбины	η_m	%	99
КПД генератора	η_g	%	98,5

В настоящее время парогазовая установка ПГУ-800 работает с однократным промежуточным перегревом водяного пара в зоне высоких температур трехконтурного котла-утилизатора [36]. Вторичный перегрев водяного пара осуществляется до начальной температуры парового цикла. Тепловой расчет ПГУ-800 проведен для различных температур наружного воздуха из диапазона: $t_{\text{нв}} = (-30 \dots +30) \text{ } ^\circ\text{C}$. Начальные параметры свежего пара для паровой турбины К-240-140, а также параметры состояния наружного воздуха и воды при различных температурах окружающей среды представлены в пункте 2.2 (см. таблицы 2.5 – 2.7).

Разработаны и предложены к использованию два способа двухкратного промежуточного перегрева водяного пара на трехконтурных парогазовых установках утилизационного типа с различным расположением второй ступени промежуточного пароперегревателя (ПП-2): 1) в контуре среднего давления котла-утилизатора; 2) в хвостовой части котла-утилизатора. В обоих случаях

первая ступень промежуточного пароперегревателя (ПП-1) размещается в контуре высокого давления котла-утилизатора. Проведен сравнительный анализ работы ПГУ при различных разработанных способах двухкратного промежуточного перегрева водяного пара и при варианте работы ПГУ с однократным вторичным перегревом водяного пара. Результаты сравнительного анализа, проводимого по приведенной ниже методике, представлены в таблицах 3.4 – 3.6.

При двухкратном вторичном перегреве водяного пара промежуточный пароперегреватель состоит из двух ступеней. В первую ступень (ПП-1) поступает водяной пар после ЦВД турбины для вторичного перегрева до начальной температуры парового цикла, а во вторую (ПП-2) – водяной пар, частично отработавший в ЦНД турбины. Цикл паровой турбины ПГУ с двухкратным промежуточным перегревом водяного пара показан на рис. 3.1.

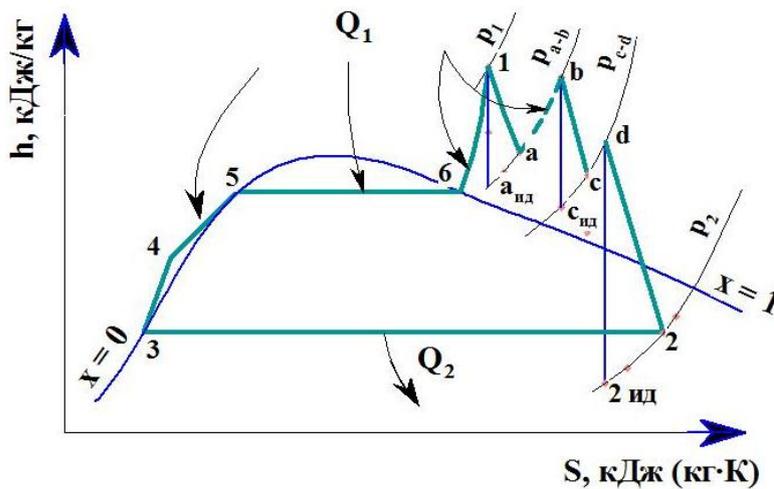


Рис. 3.1. Цикл паровой турбины с учетом двухкратного промежуточного перегрева водяного пара

Параметры водяного пара, генерируемого трехконтурным котлом-утилизатором, и поступающего в паровую турбину определяются по формулам 2.8 – 2.10 (см. п. 2.2). Параметры водяного пара среднего давления:

$$t_0^{сд} = t_{сд}'' - \delta t_0^{сд}, p_{1(сд)} = p_0^{сд} - (\Delta p_{сд} p_0^{сд}). \quad (3.1)$$

Точка а. После расширения в ЦВД турбины водяной пар поступает в ПП-1. Параметры состояния водяного пара после адиабатного (идеального) процесса расширения (перед ПП-1): давление – $p_{a-b} = 3,55$ МПа, температура – $t_{aнд}$, энтальпия – $h_{aнд}$; после политропного (реального) процесса расши-

рения: давление $p_{a-b} = 3,55$ МПа, температура – t_a , энтальпия – $h_a = h_1 - [h_1 - (\eta_{oi} (h_1 - h_{2\text{ид}}))]$.

Точка b. Параметры состояния водяного пара после перегрева в ПП-1: давление – p_{a-b} , температура – t_b , энтальпия – h_b .

Точка c. Вторично перегретый пар расширяется в ЦСД и ЧНД турбины до давления $p_{c-d} = 0,13$ МПа, при котором он поступает в ПП-2. Параметры водяного пара перед ПП-2: после идеального процесса расширения в турбине – p_{c-d} , $h_{c\text{ид}}$, $t_{c\text{ид}}$; после реального процесса – p_{c-d} , h_c , t_c .

Точка d соответствует состоянию водяного пара после вторичного перегрева в ПП-2. Параметры водяного пара в данной точке: p_{c-d} , h_d , t_d .

Точка 2. Водяной пар завершает процесс расширения в турбине и отводится в конденсатор. Параметры состояния водяного пара: после идеального процесса расширения – p_2 , $h_{2\text{ид}}$, $t_{2\text{ид}}$; после реального процесса – p_2 , h_2 , t_2 .

Удельная работа паровой турбины при двукратном промежуточном перегреве складывается из теплоперепадов водяного пара в части высокого (ЧВД), среднего (ЧСД) и низкого (ЧНД) давления турбины:

$$N_{\text{пт}} = N_{\text{чвд}} + N_{\text{чсд}} + N_{\text{чнд}}. \quad (3.2)$$

Выражение для определения термического КПД идеального цикла паровой турбины имеет вид:

$$\eta_t = \frac{(h_1 - h_{a\text{ид}}) + (h_b - h_{c\text{ид}}) + (h_d - h_{2\text{ид}})}{(h_1 - h_3) + (h_b - h_{a\text{ид}}) + (h_d - h_{c\text{ид}})}. \quad (3.3)$$

Общий КПД паровой турбины определяется по формуле (2.13).

Выражение для определения мощности паровой турбины при двукратном промежуточном перегреве водяного пара имеет вид:

$$N_{\text{пт}} = 2D_0^{\text{ВД}} H_{\text{чвд}} + 2(D_0^{\text{ВД}} + D_0^{\text{СД}}) H_{\text{чсд}} + 2(D_0^{\text{ВД}} + D_0^{\text{СД}} + D_0^{\text{НД}}) H_{\text{чнд}}. \quad (3.4)$$

Расходы $D_0^{\text{ВД}}$, $D_0^{\text{СД}}$ и $D_0^{\text{НД}}$ вырабатываемого в каждом контуре циркуляции КУ водяного пара определяются по формулам:

$$D_0^{\text{ВД}} = \frac{G_{\text{Г}} (h_{\text{ГТ}}'' - h_{\text{ИВД}}'')}{h_0^{\text{ВД}} - h_{\text{ПВ1}}}, D_0^{\text{СД}} = \frac{G_{\text{Г}} (h_{\text{ВД}}'' - h_{\text{ИСД}}'')}{h_0^{\text{СД}} - h_{\text{ПВ2}}}, D_0^{\text{НД}} = \frac{G_{\text{Г}} (h_{\text{СД}}'' - h_{\text{ИНД}}'')}{h_0^{\text{НД}} - h_{\text{ПВ3}}}. \quad (3.5)$$

Расход турбинного конденсата на рециркуляцию:

$$G_p = \frac{G_k (h_4 - h_3)}{h_k^d - h_4} = \frac{(D_0^{ВД} + D_0^{СД} + D_0^{НД}) (h_4 - h_3)}{h_k^d - h_4}. \quad (3.6)$$

КПД трехконтурного котла-утилизатора при осуществлении промежуточного перегрева водяного пара в контуре высокого давления определяется по формуле:

$$\eta_{ку} = \frac{[D_0^{ВД} h_0^{ВД} + D_0^{СД} h_0^{СД} + D_0^{НД} h_0^{НД} - ((D_0^{ВД} + D_0^{СД} + D_0^{НД}) h_k^{ГПК})] + [D_{пар}(h_{пар2} - h_{пар1})]}{[G_T (h''_{ГТ} - h''_{ГПК})]}. \quad (3.7)$$

Площадь поперечного сечения и диаметр труб промежуточного пароперегревателя определяются по формуле (2.34) (см п. 2.2). Скорость движения потока водяного пара принята равной $\omega = 80$ м/с.

Электрическая мощность и полный коэффициент полезного действия парогазовой установки рассчитываются по формулам 2.44 – 2.45 (см. п.2.2). Степень сухости водяного пара определяется по формуле 2.49 (см. п. 2.2). Результаты расчета ПГУ-800 Киришской ГРЭС при однократном промежуточном перегреве водяного пара в контуре высокого давления котла-утилизатора представлены в таблице 3.4.

3.2. Промежуточный перегрев водяного пара в зоне высоких температур трехконтурного котла-утилизатора

В рамках диссертационной работы проведен анализ работы ПГУ-800 с учетом однократного промежуточного перегрева водяного пара в контуре высокого давления котла-утилизатора (рис. 3.2). При этом промежуточный пароперегреватель (ПП) располагается параллельно основному пароперегревателю высокого давления (ПЕВД) для вторичного перегрева водяного пара до начальной температуры паротурбинного цикла. На паропроизводительность контура высокого давления котла-утилизатора оказывает влияние постоянство температуры газов перед испарителем высокого давления (ИВД) с учетом поддержания заданных параметров водяного пара высоких параметров подаваемого в головную часть турбины.

Таблица 3.4

Анализ влияния температуры вторично перегреваемого водяного пара на показатели работы паровой турбины К-240-140 при однократном промежуточном перегреве водяного пара в контуре высокого давления котла-утилизатора

$t_{\text{пп}} = t_b$	°С	600	580	560	540	520	500	480	460	440	420	400
p_{a-b}	МПа	3,55	3,55	3,55	3,55	3,55	3,55	3,55	3,55	3,55	3,55	3,55
h_b	кДж/кг	3677,5	3632	3590	3548	3500	3450,8	3405,6	3360,3	3314,8	3269,2	3225
h_2 (ид)	кДж/кг	2230	2205	2192	2180	2157	2145	2125	2102	2083	2070	2050
h_2	кДж/кг	2247,1	2419	2401,7	2385,2	2358,5	2340,9	2317,1	2290,7	2267,8	2249,9	2226,2
η_t	%	47,08	46,9	46,66	46,39	46,32	45,94	45,82	45,78	45,62	45,29	45,17
$\eta_{\text{пт}}$	%	39,06	38,88	38,68	38,45	38,4	38,08	37,98	37,94	37,81	37,54	37,44
x	%	95,8	94,65	93,93	93,26	92,16	91,44	90,46	89,38	88,44	87,71	86,74

Наличие большого количества контуров циркуляции в совокупности с поверхностью промежуточного пароперегревателя позволяет существенно снизить температуру газов на выходе из котла-утилизатора, в результате чего повышается его КПД, однако при этом возможно появление низкотемпературной коррозии [108]. Также возрастает КПД паровой турбины за счет возрастания общего теплоперепада водяного пара в ее проточной части.

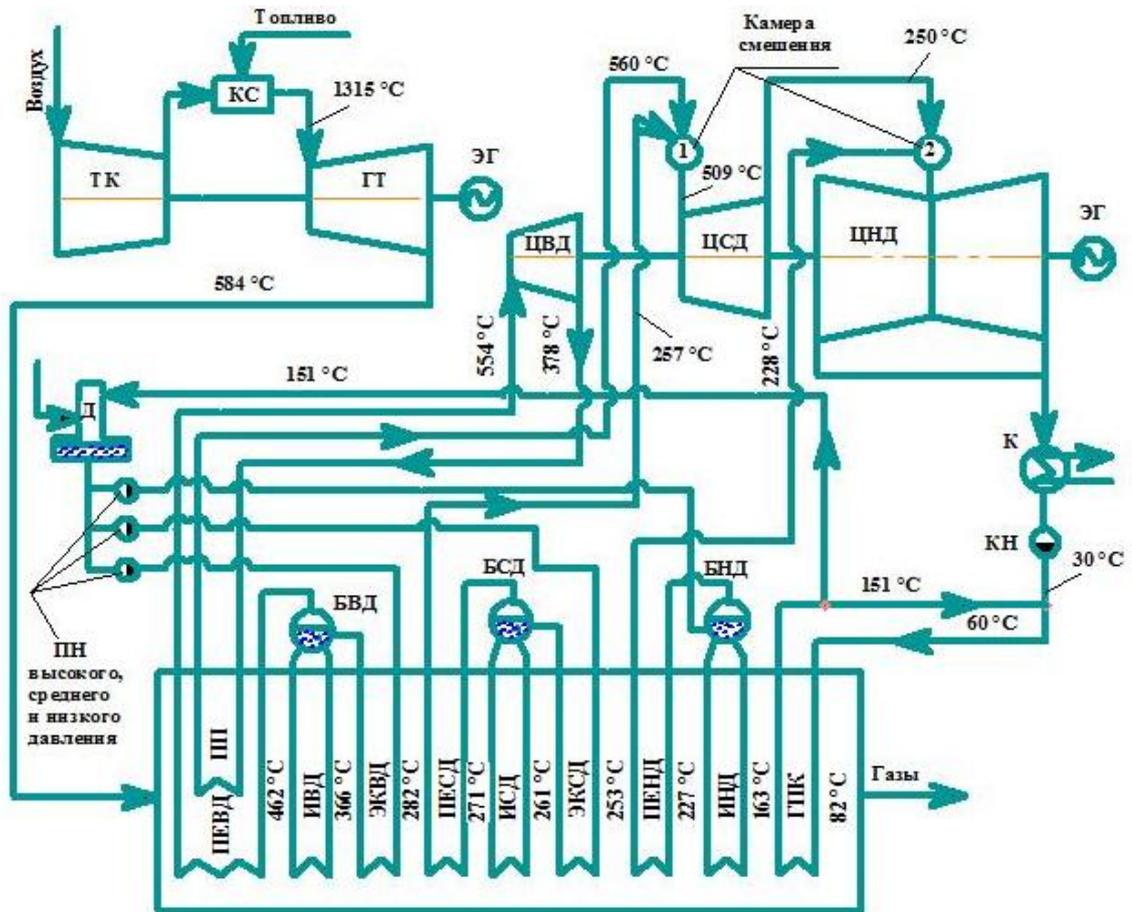


Рис. 3.2. Схема ПГУ-800 с промежуточным перегревом водяного пара в контуре ВД трехконтурного котла-утилизатора

На рис. 3.3 и 3.4 показаны процесс расширения водяного пара в h, s – диаграмме в проточной части паровой турбины К-240-140 и тепловая $Q = f(t)$ диаграмма трехконтурного котла-утилизатора П-132 с учетом однократного вторичного перегрева водяного пара в котле-утилизаторе.

В таблице 3.5 представлены основные показатели работы ПГУ-800, а также значения расходов и температур теплоносителей парогазового цикла, которые приведены для температуры наружного воздуха $t_{\text{НВ}} = + 15 \text{ } ^\circ\text{C}$.

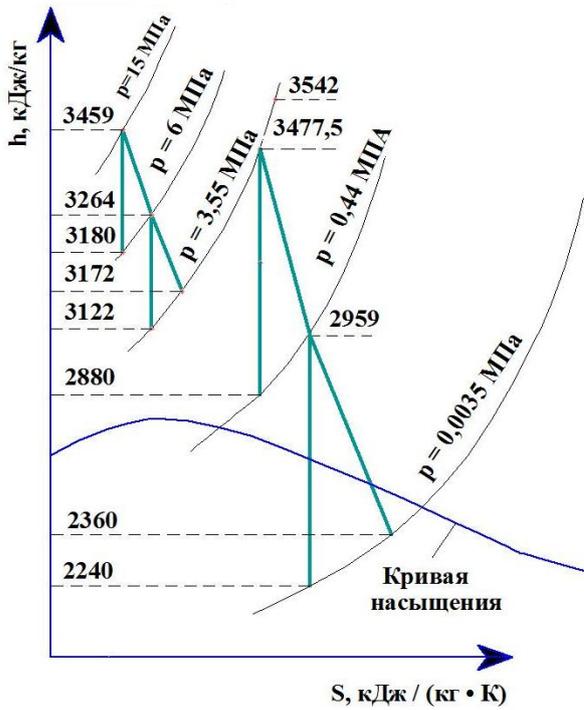


Рис. 3.3. Процесс расширения водяного пара в турбине при вторичном перегреве водяного пара в котле-утилизаторе

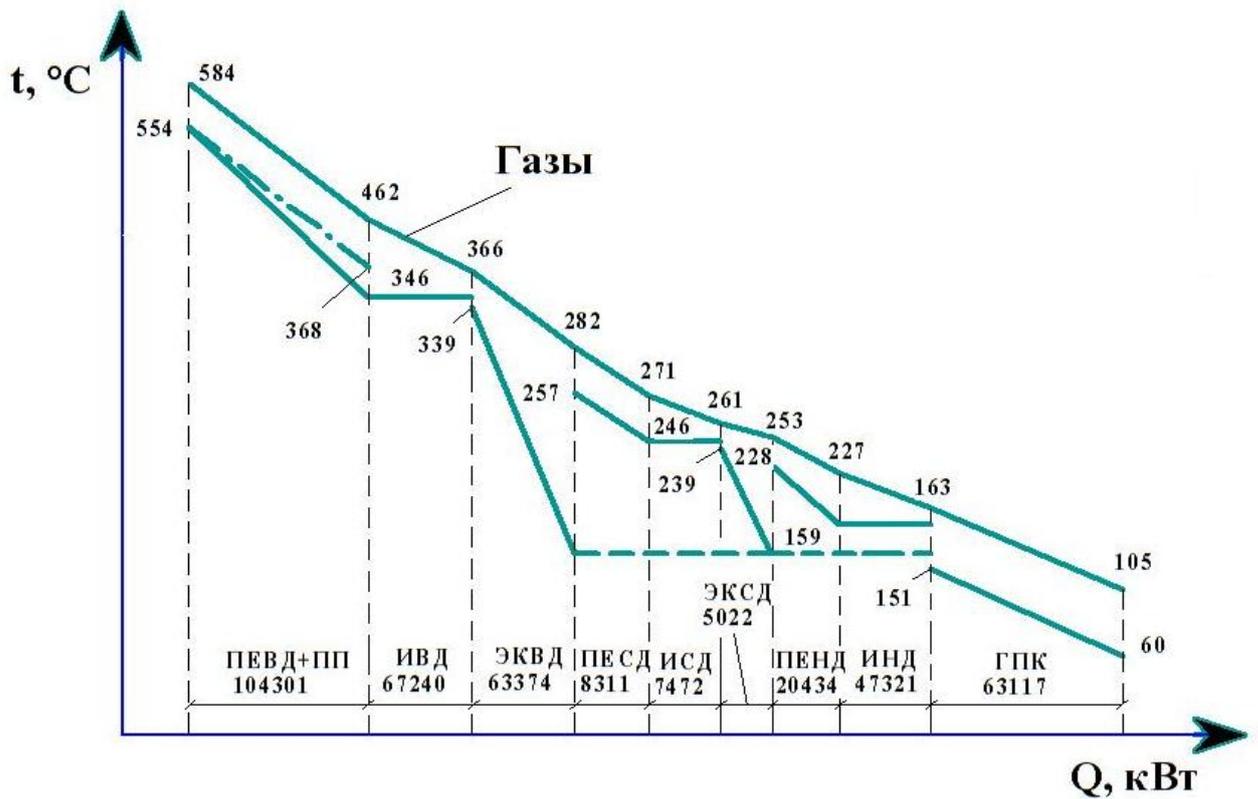


Рис. 3.4. Тепловая диаграмма трехконтурного котла-утилизатора с учетом однократного промежуточного перегрева водяного пара в контуре ВД

Таблица 3.5

Расчетные данные ПГУ-800 при промперегреве водяного пара в контуре ВД КУ

Расчетные показатели	Единица измерения	Величина
КПД ПГУ	%	59,48
Мощность ПГУ	МВт	837,29
КПД ГТУ	%	37,5
Мощность ГТУ	МВт	283,78
КПД паровой турбины	%	38,45
Мощность паровой турбины	МВт	382,76
КПД котла-утилизатора,	%	87,02
Удельный расход условного топлива	г/(кВт · ч)	206,79
Степень сухости водяного пара	%	93,26
Температура вторично перегретого пара	°С	554
Значения тепловых мощностей поверхности нагрева котла-утилизатора		
Пароперегреватель высокого давления	МВт	104,3
Испаритель высокого давления	МВт	67,24
Экономайзер высокого давления	МВт	63,37
Пароперегреватель среднего давления	МВт	8,31
Испаритель среднего давления	МВт	7,47
Экономайзер среднего давления,	МВт	5,02
Пароперегреватель низкого давления	МВт	20,43
Испаритель низкого давления	МВт	47,32
Газовый подогреватель конденсата	МВт	63,12
Тепловая мощность котла-утилизатора	МВт	386,96
Расходы водяного пара		
высоких параметров	кг/с	78,09
средних параметров	кг/с	10,8
низких параметров	кг/с	30,51

Построены графики зависимости КПД и мощности газотурбинной, паротурбинной и парогазовой установок от температуры наружного воздуха с учетом однократного промежуточного перегрева водяного пара в контуре высокого давления котла-утилизатора (рис. 3.5). Определены основные показатели работы ПГУ (КПД – 59,48 %, мощность – 837,29 МВт), паровой тур-

бины (КПД – 38,45 %, мощность – 269,74 МВт), ГТУ (КПД – 37,5 %, мощность – 283,78 МВт) и котла-утилизатора (КПД – 87,02 %, тепловая нагрузка – 386,96 МВт). Удельный расход условного топлива составляет 206,79 г/кВт·ч. Степень сухости водяного пара на лопатках последней ступени турбины составляет $x = 93,26$ %.

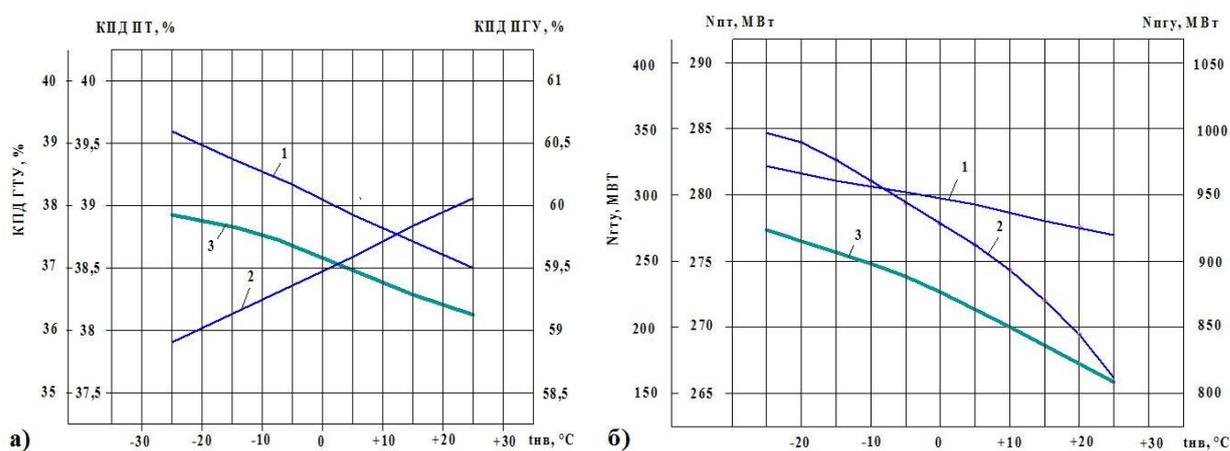


Рис. 3.5. Зависимость КПД (а) и мощности (б) ГТУ, паровой турбины и ПГУ-800 от температуры наружного воздуха при промежуточном перегреве пара в КУ: 1 – для ГТУ, 2 – для паровой турбины, 3 – для ПГУ-800

3.3. Двухкратный промежуточный перегрев водяного пара в контурах высокого и среднего давления котла-утилизатора

Высокая температура уходящих газов ГТУ после газовой турбины позволяет разместить в трехконтурном котле-утилизаторе дополнительные поверхности нагрева [21]. Поэтому для повышения эффективности работы парогазовых установок с трехконтурным котлом-утилизатором предлагается дважды осуществить отбор водяного пара на промежуточный перегрев в котел-утилизатор. В данном случае первая поверхность нагрева промежуточного пароперегревателя (ПП-1) располагается параллельно основному пароперегревателю высоких параметров (ПЕВД), а вторая (ПП-2) – между испарителем (ИСД) и водяным экономайзером (ЭКСД) в контуре среднего давления котла-утилизатора (рис. 3.6).

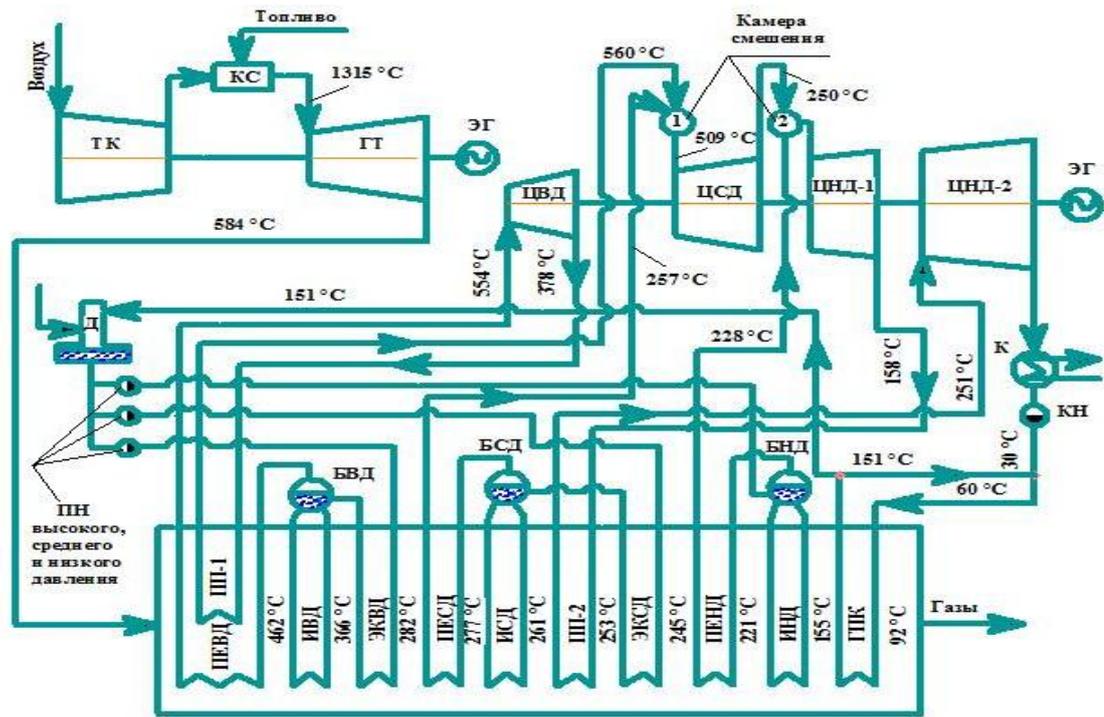


Рис. 3.6. Схема ПГУ-800 с двухкратным промежуточным перегревом водяного пара в КУ

Особенность работы ПГУ при двухкратном промежуточном перегреве водяного пара в КУ заключается в следующем. Отработавший в ЦВД паровой турбины водяной пар с температурой 368 °С и давлением 3,55 МПа отбирается на промежуточный перегрев в ПП-2, где осуществляется перегрев до начальной температуры 554 °С. После этого вторично перегретый пар смешивается с водяным паром средних параметров и образовавшаяся паровая смесь расширяется в ЦСД и в ЦНД-1 до давления 0,14 МПа. После ЦНД-1 паровой турбины водяной пар с температурой 158 °С и давлением 0,14 МПа повторно отбирается на вторичный перегрев во вторую ступень промежуточного пароперегревателя ПП-2. Температура вторично перегретого пара на выходе из ПП-2 зависит от температуры газов после испарителя среднего давления и составляет 251 °С. Таким образом, дважды используется теплота газов ГТУ для вторичного перегрева водяного пара в котле-утилизаторе.

Уравнение теплового баланса для ПВД–ПП-1:

$$G_{\Gamma} (h_{\Gamma T}'' - h_{\text{пвд-пп1}}'') = D_0^{\text{ВД}} (h_0^{\text{ВД}} - h_s^{\text{ВД}}) + D_0^{\text{ВД}} (h_{\text{пар2}} - h_{\text{пар1}}). \quad (3.8)$$

Уравнение теплового баланса для ПП-2:

$$G_{\Gamma} (h_{\text{исд}}'' - h_{\text{пп-2}}'') = [D_{\text{пар}} (h_{\text{пар3}} - h_{\text{пар2}})]. \quad (3.9)$$

За счет увеличенного теплосъема в пароводяном тракте котла-утилизатора повышается его тепловая экономичность. Кроме того, за счет двукратного дополнительного подвода теплоты к повторно перегреваемому водяному пару увеличивается мощность и КПД паровой турбины за счет срабатывания повышенного теплоперепада в ЦСД и ЦНД паровой турбины (рис. 3.7).

На рис. 3.8 показан комбинированный цикл Брайтона-Ренкина с двукратным промежуточным перегревом водяного пара в КУ. На приведенном рисунке заштрихованной областью показан прирост полезной работы паротурбинного цикла Ренкина.

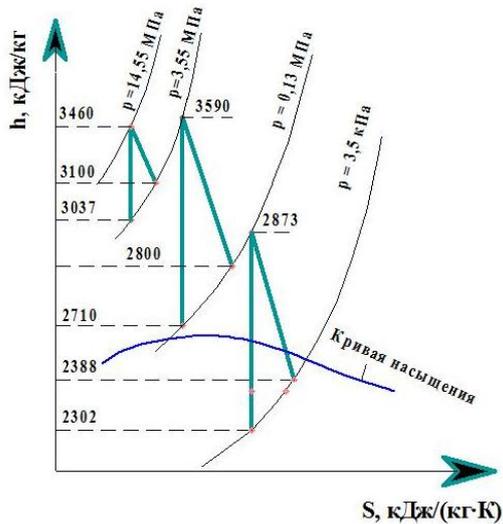


Рис. 3.7. Процесс расширения водяного пара в паровой турбине К-240-140 при двукратном промперегреве водяного пара в КУ

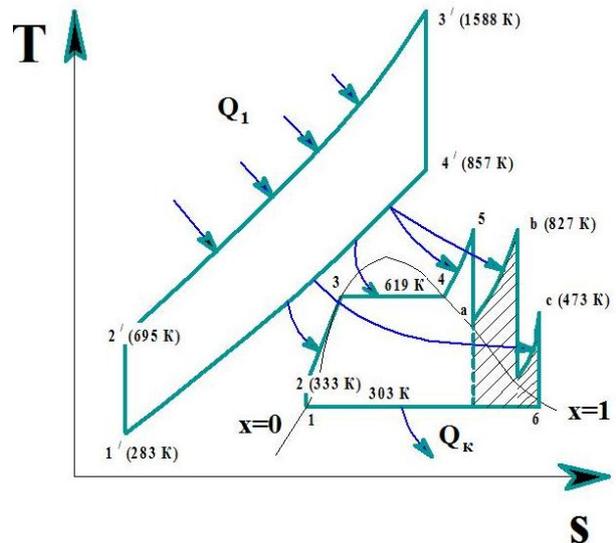


Рис. 3.8. Комбинированный цикл Брайтона-Ренкина при двукратном промперегреве водяного пара в котле-утилизаторе

На рис. 3.9 представлена тепловая $Q = f(t)$ диаграмма трехконтурного котла-утилизатора П-132 при двукратном вторичном перегреве водяного пара. На данном графике пунктирными линиями показаны процессы вторичного перегрева водяного пара в ПП-1 и ПП-2.

Построены графики зависимости КПД и мощности парогазовой установки от температуры наружного воздуха с учетом реализации двукратного вторичного перегрева водяного пара в контурах высокого и среднего давления котла-утилизатора (рис. 3.10).

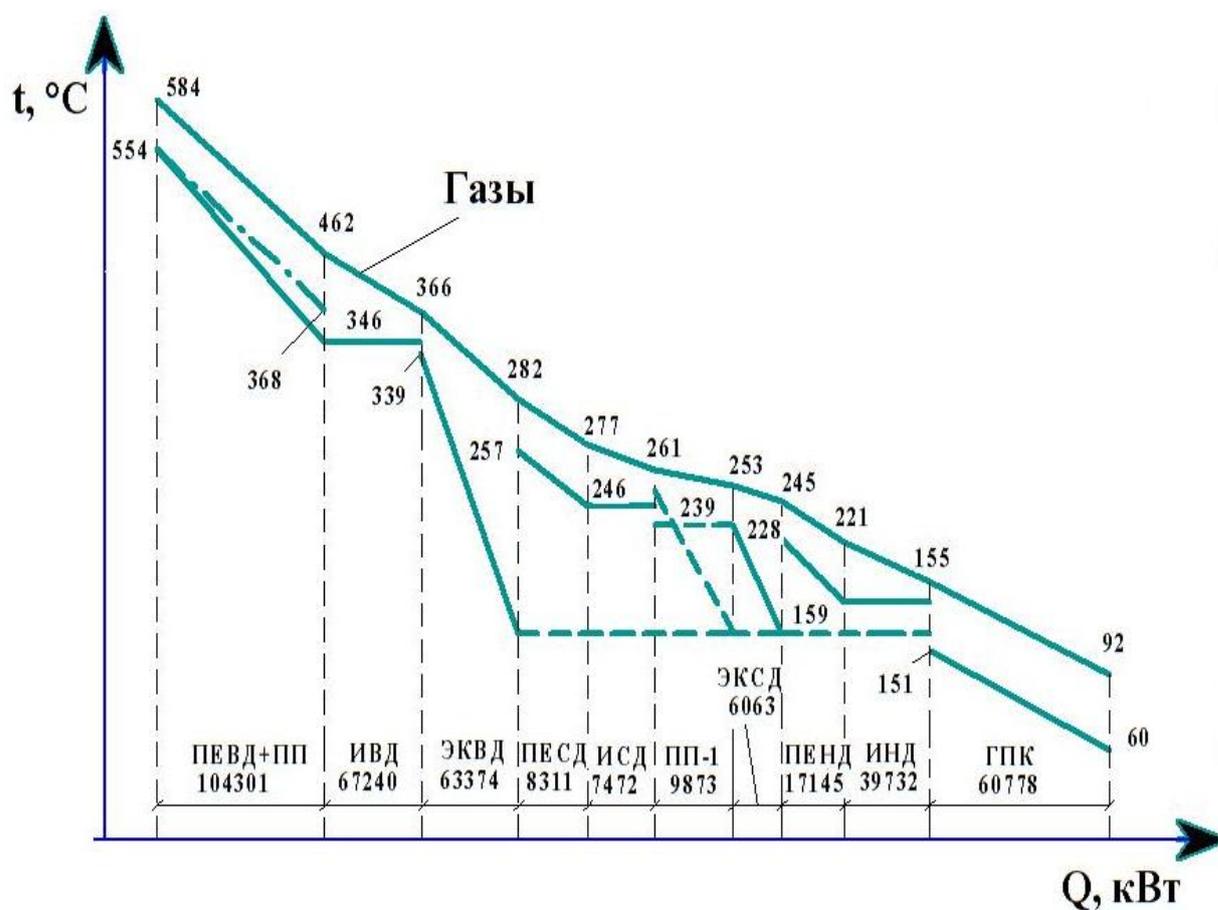


Рис. 3.9. Тепловая $Q = f(t)$ диаграмма трехконтурного котла-утилизатора при двухкратном промежуточном перегреве водяного пара в контурах ВД и СД

В ходе анализа работы ПГУ-800 с учетом двухкратного промежуточного перегрева водяного пара в трехконтурном котле-утилизаторе сформулированы следующие **выводы**:

1. При размещении второй поверхности нагрева промежуточного пароперегревателя ПП-2 между ИСД и ЭКСД более целесообразно отбирать поток водяного пара на вторичный перегрев из части низкого давления, а не на выходе из ЦСД турбины, что наглядно показано на рис. 3.6, что обусловлено тем фактом, что температура отработавшего в ЦСД водяного пара достигает $250\text{ }^{\circ}\text{C}$, а температура газов контуром средних параметров достигает значения $282\text{ }^{\circ}\text{C}$. В этом случае потребуются «разбиение» ЦНД на два цилиндра – ЦНД-1 и ЦНД-2 с соответствующей модернизацией турбины.

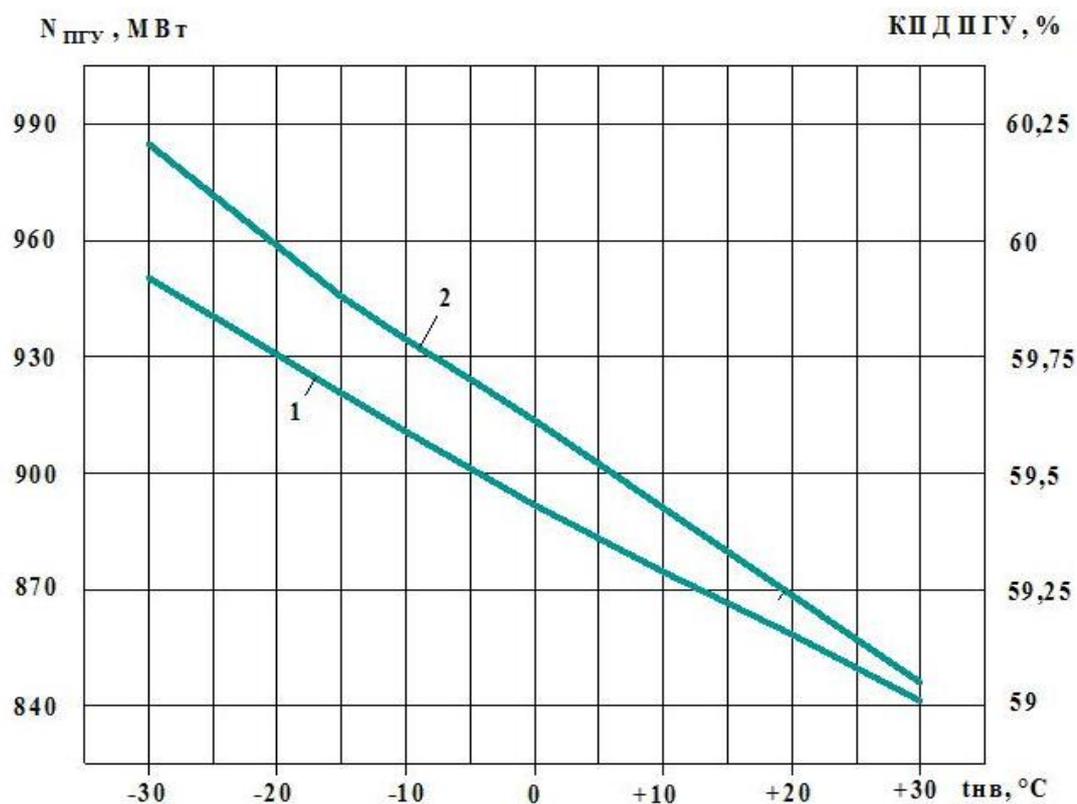


Рис. 3.10. Зависимость основных показателей работы ПГУ от температуры наружного воздуха $t_{нв}$ при двукратном промежуточном перегреве водяного пара в контурах высокого и среднего давления котла-утилизатора: 1 – для КПД, 2 – для мощности

2. Температура насыщения в контуре средних параметров при давлении в барабане $p_B^{сд} = 3,5$ МПа составляет $t_s^{сд} = 246$ °С. В случае размещения первой поверхности нагрева промежуточного пароперегревателя ПП-1 параллельно ПЕСД температура газов перед ИСД существенно понизится и будет составлять 247 °С, что гораздо меньше температуры насыщения ($t_s^{сд} = 246,22$ °С) в контуре средних параметров котла-утилизатора. Таким образом, первая поверхность нагрева промежуточного пароперегревателя ПП-1 должна располагаться в зоне более низких температур котла-утилизатора. Наиболее целесообразным является вариант размещения ПП-1 между поверхностями нагрева ИСД и ЭКСД.

3. Происходит уменьшение паропроизводительности контура низкого давления котла-утилизатора на 17,24 % (с 30,51 кг/с до 25,25 кг/с) из-за увеличенного расхода рабочих тел паротурбинного цикла через пароводяной тракт контура среднего давления котла-утилизатора.

4. При осуществлении двухкратного промежуточного перегрева водяного пара экономичность паровой турбины уменьшается на 0,24 % (38,21 %) по сравнению с однократным повторным перегревом водяного пара (38,45 %) по причине снижения расхода генерируемого водяного пара средних параметров. При этом в ПП-1 перегрев водяного пара осуществляется с температуры 158 °С до температуры 251 °С (на 93 °С), а в ПП-2 с температуры 378 °С до температуры 560 °С (на 182 °С).

В таблице 3.6 представлены результаты расчета тепловой схемы ПГУ-800 при двухкратном промежуточном перегреве водяного пара в контурах высокого и среднего давления котла-утилизатора П-132.

Таблица 3.6

Результаты теплового расчета ПГУ-800 при двухкратном промежуточном перегреве водяного пара в контурах ВД и СД котла-утилизатора

Расходы теплоносителей в тепловой схеме ПГУ												
Расходы пара, кг/с (значения $D_0^{ВД}$, $D_0^{СД}$ и $D_0^{НД}$ приведены для одного КУ)			Расходы турбинного конденсата, кг/с (для одного КУ)				Расход газов, кг/с (для одной ГТУ)					
$D_0^{ВД}$	78,09		$D_{гпк}$		158,89	G_r	688					
$D_0^{СД}$	10,8											
$D_0^{НД}$	25,25											
D_d (на деаэра- тор)	3,991											
D_k (в конденса- тор)	244,9		D_p (на рециркуля- цию)	36,34								
Степень сухости водяного пара на выхо- де из паровой турбины, %					93,36							
Значения температур и энтальпий газов в пароводяном тракте котла-утилизатора (коэффициент избытка воздуха в уходящих газах $\alpha_r = 2,7$)												
	Еди- ница изме- рения	перед КУ	после поверхности нагрева котла-утилизатора									
			ПЕВД+ +ПП-2	ИВД	ЭКВД	ПЕСД	ИСД	ПП-2	ЭКСД	ПЕНД	ИНД	ГПК
t	°С	584	462	366	282	277	261	253	245	221	155	92
h	$\frac{кДж}{кг}$	918,4	760	669	584	577	554	540	549	518	448	363

Результаты теплового расчета ПГУ-800 при двухкратном промежуточном перегреве водяного пара в контурах ВД и СД котла-утилизатора

Значения тепловых мощностей котла-утилизатора и отдельных поверхностей нагрева, кВт										
Тепловая нагрузка КУ	ПЕВД+ ПП-1	ИВД	ЭКВД	ПЕСД	ИСД	ПП-2	ЭКСД	ПЕНД	ИНД	ГПК
369041	96533	62325	58761	4223	16150	9873	3601	21140	48014	58272
КПД ПГУ, %	Мощность ПГУ, МВт	КПД ПТ, %	Мощность ПТ, МВт	КПД ГТУ, %	Мощность ГТУ, МВт	КПД КУ, %		Удельный расход условного топлива, г / кВт · ч		
59,35	872,47	38,21	294,92	37,5	283,78	87,02		207,25		

Расчетным путем определены основные показатели работы парогазовой установки: КПД – 59,35 %, мощность – 872,47 МВт; паровой турбины: КПД – 38,21 %, мощность – 304,92 МВт; газотурбинной установки: КПД – 37,5 %, мощность – 283,78 МВт и трехконтурного котла-утилизатора: КПД – 87,02 %, тепловая нагрузка – 384,25 МВт. Удельный расход условного топлива составляет 207,25 г/кВт·ч, а конечная степень сухости водяного пара $x = 93,36$ %.

3.4. Двухкратный промежуточный перегрев водяного пара в зоне высоких температур и в хвостовой части трехконтурного котла-утилизатора

Для повышения эффективности работы парогазовых установок с трехконтурным котлом-утилизатором предложен способ двухкратного промежуточного перегрева водяного пара в контуре высокого давления (ПП-1) и в хвостовой части (ПП-2) котла-утилизатора (рис. 3.11). В данном случае дважды осуществляется вторичный перегрев водяного пара до начальной температуры парового цикла.

Парогазовая установка работает следующим образом. Отработавшие газы ГТУ поступают в паровой котел-утилизатор трех давлений, последовательно проходят его поверхности нагрева, охлаждаются, после чего отводят-

ся через дымовую трубу (не рисунке показана) в атмосферу. В основном пароперегревателе высокого давления (ПЕВД) насыщенный водяной пар, поступающий из барабана высокого давления (БВД), перегревается до температуры $554\text{ }^{\circ}\text{C}$ и поступает в проточную часть цилиндра высокого давления (ЦВД) паровой турбины, где, расширяясь, совершает полезную работу.

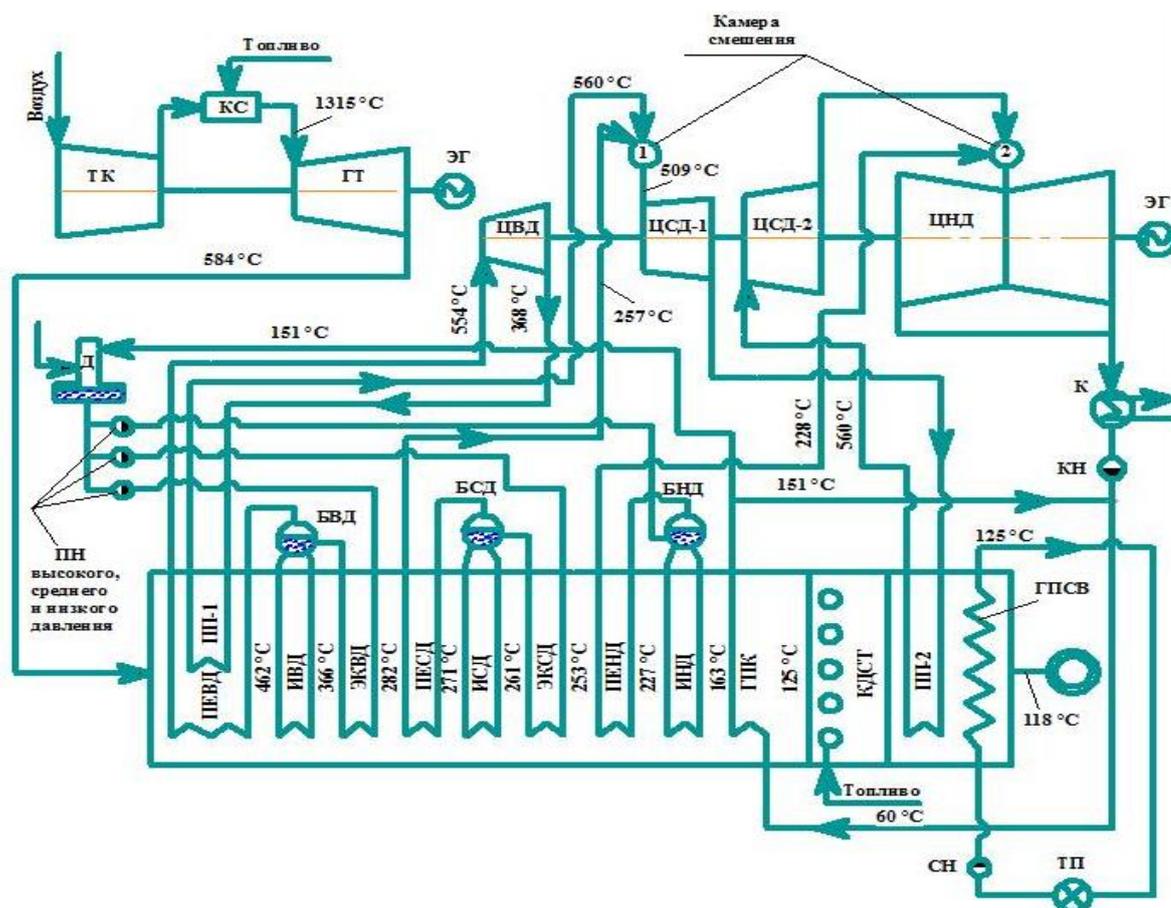


Рис. 3.11. Схема ПГУ-800 с двухкратным промежуточным перегревом водяного пара в контуре ВД и в хвостовой части котла-утилизатора

Отработавший в ЦВД водяной пар возвращается в КУ, вторично перегревается до температуры $560\text{ }^{\circ}\text{C}$ в первой ступени промежуточного пароперегревателя (ПП-1), после чего смешивается с потоком пара средних параметров и поступает в первый цилиндр среднего давления (ЦСД-1) паровой турбины, где к нему подмешивается перегретый водяной пар среднего давления. Суммарный поток водяного пара расширяется в ЦСД-1 до давления $1,2\text{ МПа}$, после чего повторно отбирается на вторичный перегрев во вторую ступень (ПП-2) промежуточного пароперегревателя, расположенную в хвосте-

вой части котла-утилизатора после камеры дополнительного сжигания топлива (КДСТ). В ПП-2 вторичный перегрев водяного пара осуществляется до температуры 560 °С. Вторично перегретый водяной пар поступает в ЦНД паровой турбины, в котором завершает процесс расширения.

На рис. 3.12 представлен цикл комбинированный Брайтона-Ренкина с двухкратным вторичным перегревом водяного пара в котле-утилизаторе в T, s – координатах со следующими обозначениями процессов: $1'-2'$ — сжатие воздуха в турбокомпрессоре; $2'-3'$ — подвод теплоты в камеру сгорания ГТУ; $3'-4'$ — расширение продуктов сгорания в газовой турбине; $4'-1'$ — отвод уходящих газов; $1-2$ — повышение давления питательной воды; $2-3$ — нагрев питательной воды; $3-4$ — процесс парообразования; $4-5$ — перегрев водяного пара; $5-a$ — расширение водяного пара в ЦВД турбины; $a-b$ — промежуточный перегрев водяного пара в зоне высоких температур котла-утилизатора; $b-c$ — расширение водяного пара в ЦСД турбины; $c-d$ — повторный промежуточный перегрев водяного пара в хвостовой части котла-утилизатора; $d-6$ — расширение водяного пара в ЦНД турбины; $6-1$ — конденсация водяного пара в конденсаторе.

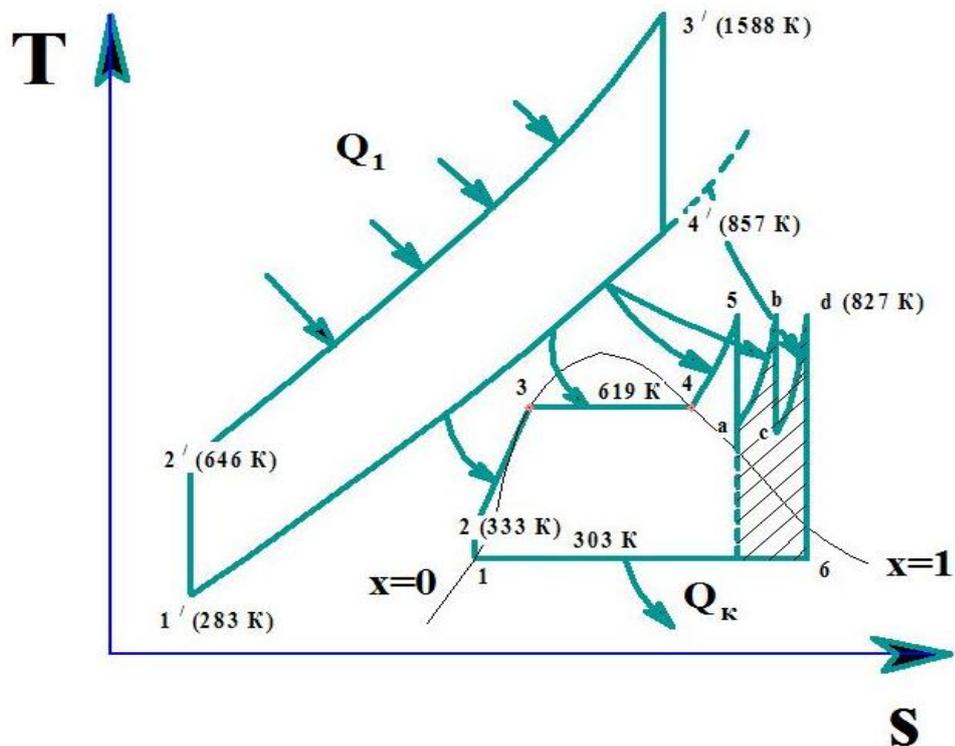


Рис. 3.12. Комбинированный цикл Брайтона-Ренкина при двухкратном промперегреве водяного пара в контуре ВД и хвостовой части котла-утилизатора

На приведенном графике заштрихованной площадью показан выигрыш в тепловой экономичности термического КПД парогазовой установки по сравнению с обычным циклом Брайтона-Ренкина без использования промпрегрева. Увеличение КПД ПГУ-450 достигается за счет увеличения располагаемого теплоперепада водяного пара в цилиндрах среднего и низкого давления паровой турбины, что наглядно показано на рис. 3.13, где представлено сравнение процессов расширения водяного пара в паровой турбине К-240-140.

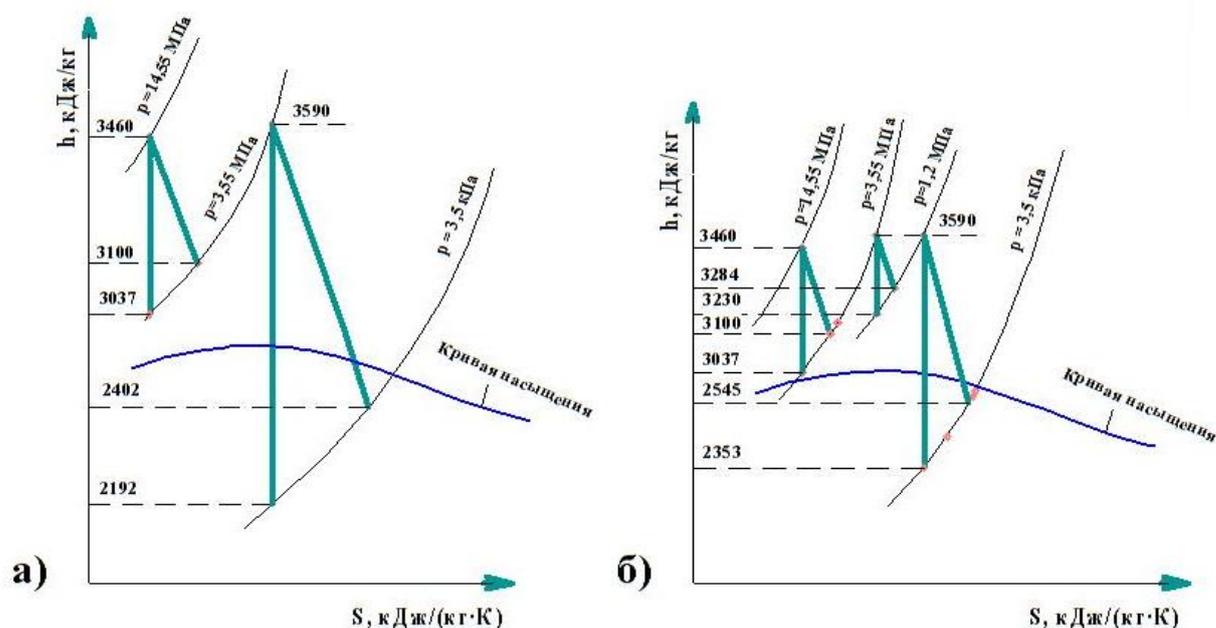


Рис. 3.13. Процессы расширения водяного пара в паровой турбине К-240-140 при однократном (а) и двухкратном (б) промежуточном перегреве водяного пара в зоне высоких температур и хвостовой части котла-утилизатора

При осуществлении двухкратного промежуточного перегрева водяного пара в контуре высокого давления и хвостовой части котла-утилизатора прирост КПД ПГУ-800 по сравнению с вариантом однократного промпрегрева составляет 1,13 % (с 59,48 до 60,61 %). Мощность парогазовой установки возрастает на 11,94 % (с 837,29 до 937,24 МВт). Удельный расход условного топлива снижается на 1,86 % (с 206,79 до 202,94 г/кВт·ч). Степень сухости водяного пара возрастает на 6,53 % (с 93,26 до 99,79 %). КПД паровой турбины возрастает на 1,24 % (с 38,45 до 39,69 %), а ее мощность – на 37,05 % (с 269,74 до 369,68 МВт).

3.5. Выводы по главе 3

На основании изложенного в главе 3 материала сформулированы следующие выводы:

1. Разработаны и предложены к использованию два способа двухкратного промежуточного перегрева водяного пара на трехконтурных парогазовых установках утилизационного типа с различным расположением второй ступени промежуточного пароперегревателя (ПП-2): 1) в контуре среднего давления котла-утилизатора; 2) в хвостовой части котла-утилизатора.

2. При двухкратном промежуточном перегреве водяного пара в контурах высокого и среднего давления котла-утилизатора экономичность ПГУ-800 уступает КПД той же установки работающей с однократным вторичным перегревом водяного пара в котле-утилизаторе на 0,13 % (59,35 % против 59,48 %). Данное обстоятельство объясняется снижением генерации водяного пара низких параметров на 16,06 % (с 108,29 до 90,9 т/ч). В этом случае выработка пара средних параметров по причине относительно малого расхода играет незначительную роль.

3. Двухкратный промежуточный перегрев водяного пара в контуре высокого давления котла-утилизатора и в хвостовой части котла-утилизатора позволяет повысить КПД ПГУ-800 на 1,13 % (с 59,48 до 60,61 %), а ее мощность на 11,94 % (с 837,29 до 937,24 МВт). Удельный расход топлива снижается на 1,86 % (с 206,79 до 202,94 г/кВт·ч). Конечная степень сухости водяного пара на выходе из турбины возрастает на 6,53 % (с 93,26 до 99,79 %).

4. Значения расходов теплоносителей и основные показатели работы ПГУ-800 при различных температурах наружного воздуха для каждого разработанного способа вторичного перегрева водяного пара в отдельности представлены в Приложениях В, С.

5. На рис. 3.14 представлены результаты сравнительного анализа работы парогазовой установки ПГУ-800 Киришской ГРЭС при различных спосо-

бах промежуточного перегрева водяного пара в зависимости от температуры наружного воздуха.

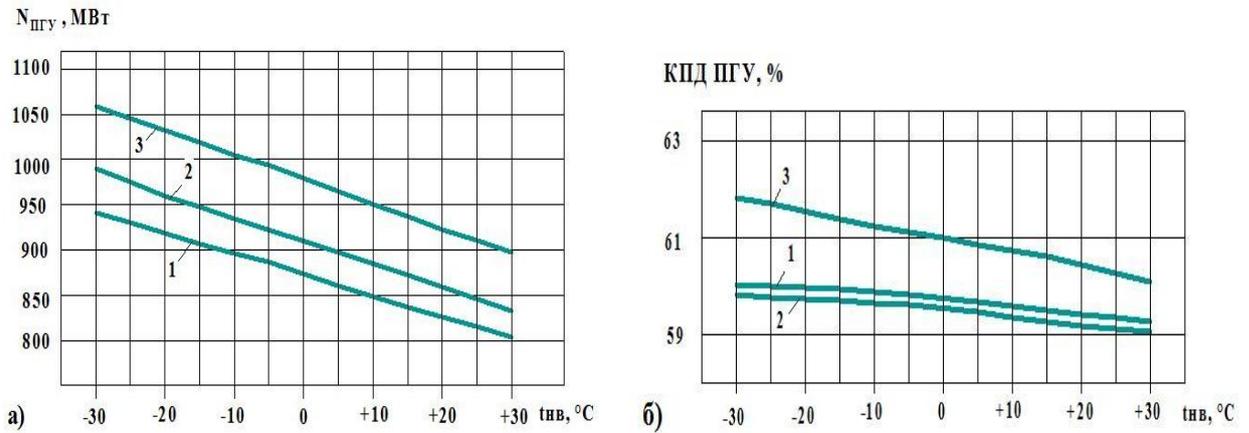


Рис. 3.14. Влияние температуры наружного воздуха на КПД (а) и мощность (б) ГТУ, паровой турбины и ПГУ при следующих режимах работы:
 1 – с учетом *однократного* промежуточного перегрева водяного пара в *зоне высоких температур котла-утилизатора*; 2 – с учетом *двухкратного* промежуточного перегрева водяного пара в *контурах высокого и среднего давления котла-утилизатора*;
 3 – в контуре высокого давления и в *хвостовой части КУ*

4. ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ И ЭКОНОМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗЫ ЭФФЕКТИВНОСТИ СПОСОБОВ ПРОМЕЖУТОЧНОГО ПЕРЕГРЕВА ВОДЯНОГО ПАРА В ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВКАХ

В четвертой главе представлены результаты эксергетического и экономического анализа работы ПГУ-У с двухконтурными и трехконтурными котлами-утилизаторами для различных способов промежуточного перегрева водяного пара. Целью проведенного эксергетического анализа является определение наиболее выгодного с точки зрения термодинамической эффективности способа промежуточного перегрева водяного пара в парогазовых установках с котлами-утилизаторами двух и трех давлений. Сравнение величин КПД ПГУ, полученных расчетным путем по методикам теплового и эксергетического анализа с учетом различных температур наружного воздуха позволяет провести сравнительный анализ эффективности различных способов промежуточного перегрева водяного пара в ПГУ-У.

Особенностью проведения эксергетического анализа является использование помимо энергии дополнительного показателя – эксергии. В ходе проведения эксергетического анализа оценивается эффективность использования энергии сжигаемого в камере сгорания ГТУ топлива и рабочих тел газового и парового циклов ПГУ для производства электрической энергии путем сравнения фактически совершенной работой с эксергией процесса.

Эксергетический анализ учитывает потери от неравновесности процессов в термодинамической системе при заданных условиях окружающей среды [55, 57]. Поэтому он позволяет проводить как относительную (определение эксергетического КПД), так и абсолютную (определение теплового КПД) степени термодинамического совершенства парогазовой установки по сравнению с анализом, основанном на энергетическом КПД [4, 37]. Таким образом, эксергетический анализ дополняет энергетический анализ, который основан на составлении балансов энергии.

Достоинством эксергетического анализа является возможность оценивать степень совершенства процессов передачи и полезного использования энергии путем сравнения разности эксергии на входе и выходе элемента установки (турбокомпрессор, газовая турбина, камера сгорания, котел-утилизатор, паровая турбина и др.). К примеру, при оценке эффективности работы ГТУ и котла-утилизатора эксергетическим методом учитывается организация процессов использования химической энергии сжигаемого в камере сгорания ГТУ топлива и передачи теплоты водяному пару и воде, в то время как при энергетическом (тепловом) анализе котел-утилизатор рассматривается в качестве простого теплообменника [2, 4].

4.1. Эксергетический анализ работы газотурбинной установки

В не зависимости от способа работы ПГУ-У, экономичность комбинированного цикла определяется полезной работой газотурбинной установки, на которую оказывают влияние параметры состояния рабочего тела газового цикла с учетом потерь. В соответствии с этим, эксергетический анализ работы газотурбинной установки направлен на определение степени термодинамического совершенства получения полезной работы в ГТУ простого газового цикла с учетом различных температур наружного воздуха из диапазона: $t_{\text{нв}} = -30 \dots +30 \text{ }^\circ\text{C}$.

На рис. 4.1 представлен простой цикл Брайтона газотурбинной установки (без использования промежуточного охлаждения сжимаемого циклового воздуха). На приведенном рисунке представлены следующие обозначения процессов: 1-2 – сжатие воздуха в турбокомпрессоре ГТУ; 2-3 – подвод теплоты к циклу в камере сгорания ГТУ; 3-4 – расширение газов в турбине ГТУ; 4-1 – отвод теплоты из цикла.

Точка 1. Состоянию воздуха перед турбокомпрессором ГТУ соответствуют параметры окружающей среды: давление – $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$; температура – t_1 , энтальпия – h_1 , энтропия – s_1 , специальная функция адиабатного процесса – π_1 .

Точка 2(ид). Давление циклового воздуха после турбокомпрессора ГТУ определяется степенью повышения давления воздуха:

$$p_2 = p_1 \cdot \pi_{\text{ТК}}. \quad (4.1)$$

Для нахождения свойств воздуха в конце обратимого (адиабатного) процесса сжатия (точка 2 ид) необходимо определить значение функции π_2 :

$$\pi_2 = \pi_1 \cdot \frac{p_2}{p_1}. \quad (4.2)$$

По найденному значению π_2 определяются остальные свойства воздуха после адиабатного процесса сжатия в турбокомпрессоре ГТУ: температура – $t_{2 \text{ ид}}$, энтальпия – $h_{2 \text{ ид}}$, энтропия – $s_{2 \text{ ид}} = s_1$.

Точка 2. Энтальпия воздуха в конце необратимого процесса сжатия в турбокомпрессоре ГТУ:

$$h_2 = h_1 + [(h_{2 \text{ ид}} - h_1) / \eta_{0i}^{\text{ТК}}], \quad (4.3)$$

где $\eta_{0i}^{\text{ТК}} = 0,88$ – КПД турбокомпрессора.

По полученной величине энтальпии определяются значения температуры t_2 и энтропии s_2' . Уточненное значение энтропии в конце реального процесса сжатия определяется с учетом универсальной газовой постоянной $R = 0,287$ (кДж/кг · К):

$$s_2 = s_2' - [R \cdot \ln (p_2 / p_1)]. \quad (4.4)$$

Точка 3. По начальной температуре газов ($t_3 = 1060$ °С – для Siemens V94.2, $t_3 = 1315$ °С – для Siemens V94.3A) определяются параметры газов перед газовой турбиной: энтальпия – h_3 , энтропия – s_3^0 , функция – π_3 .

Уточненное значение энтропии газов перед турбиной:

$$s_3 = s_3^0 - [R \cdot \ln (p_2 / p_1)]. \quad (4.5)$$

Точка 4(ид). Для определения термодинамических свойств газов после «идеального» процесса расширения в газовой турбине необходимо определить функцию адиабатного процесса π_4 :

$$\pi_4 = \pi_3 \cdot (p_1 / p_2). \quad (4.6)$$

После этого определяются остальные свойства газов в данной точке: температура – $t_{4 \text{ ид}}$, энтальпия – $h_{4 \text{ ид}}$. Энтропия газов $s_{4 \text{ ид}} = s_3$.

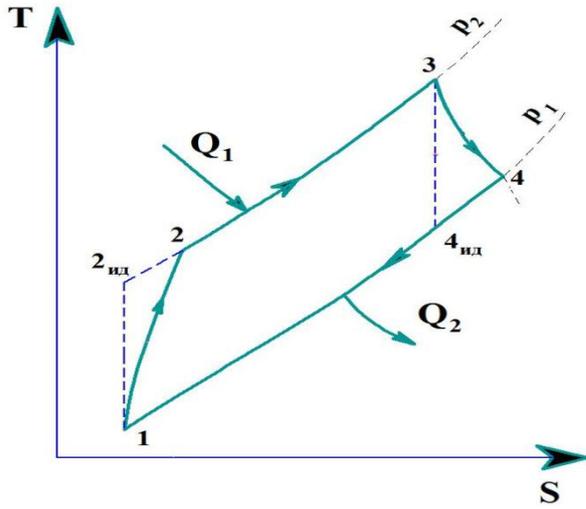


Рис. 4.1. Цикл Брайтона ГТУ при отсутствии промежуточного охлаждения циклового воздуха

Определение термодинамических свойств рабочего тела ГТУ в характерных «точках» газотурбинного цикла позволяет вычислить удельную работу газовой турбины и турбокомпрессора ГТУ, а также термический и полный КПД газотурбинной установки.

Значения удельной работы турбокомпрессора ($l_{\text{ТК ид}}$) и газовой турбины $l_{\text{ГТ ид}}$ ГТУ с учетом идеальных процессов сжатия и расширения рабочего тела установки определяются через разницу энтальпий:

$$l_{\text{ТК ид}} = h_{2 \text{ ид}} - h_1; l_{\text{ГТ ид}} = h_3 - h_{4 \text{ ид}}. \quad (4.8)$$

Значения удельной работы турбокомпрессора ($l_{\text{ТК}}$) и газовой турбины ($l_{\text{ГТ}}$) ГТУ с учетом необратимости процессов сжатия и расширения рабочего тела газотурбинного цикла:

$$l_{\text{ТК}} = h_2 - h_1; l_{\text{ГТ}} = h_3 - h_4. \quad (4.9)$$

Термический КПД газотурбинного цикла характеризует степень совершенства ГТУ:

$$\eta_t = \frac{l_{\text{ГТ}} - l_{\text{ТК}}}{q_1}, \quad (4.10)$$

где $q_1 = h_3 - h_2$ – количество теплоты подведенной в камеру сгорания ГТУ.

Общий КПД газотурбинной установки вычисляется по формуле:

Точка 4. Энтальпия газов в конце действительного процесса расширения в турбине определяется по формуле:

$$h_4 = h_3 - [(h_3 - h_{4 \text{ ид}})\eta_{0i}^{\text{ГТ}}], \quad (4.7)$$

где $\eta_{0i}^{\text{ГТ}} = 0,87$ – КПД газовой турбины.

По полученному значению энтальпии определяются температура t_4 и энтропия s_4 газов в конце «реального» процесса расширения в турбине.

$$\eta_{\text{ГТУ}} = \frac{(l_{\text{ГТ}} \eta_{\text{М}} + l_{\text{ТК}}) \eta_{\text{ЭГ}}}{q_1 \eta_{\text{КС}}}, \quad (4.11)$$

где $\eta_{\text{КС}}$, $\eta_{\text{ЭГ}}$, $\eta_{\text{М}}$ – КПД камеры сгорания, электрогенератора, вала ГТУ.

На мощность ГТУ оказывают влияние значения удельной работы турбокомпрессора и газовой турбины ГТУ, а также объемные расходы циклового воздуха и нагретых до высокой температуры газов:

$$N_{\text{ГТУ}} = [G_{\text{Г}} (h_3 - h_4)] + [G_{\text{В}} (h_2 - h_1)], \quad (4.12)$$

где $G_{\text{В}}$ – расход циклового воздуха, $G_{\text{Г}}$ – расход газов ГТУ.

Расход газов складывается из расходов циклового воздуха и топлива:

$$G_{\text{Г}} = G_{\text{В}} + B_{\text{Т}}. \quad (4.13)$$

Расход топлива, подаваемого в камеру сгорания ГТУ, вычисляется с учетом его теплоты сгорания ($Q_{\text{Н}}^{\text{P}}$), мощности ($N_{\text{ГТУ}}$) и КПД ($\eta_{\text{ГТУ}}$) установки:

$$B_{\text{Т}} = \frac{N_{\text{ГТУ}}}{\eta_{\text{ГТУ}} Q_{\text{Н}}^{\text{P}}}. \quad (4.14)$$

Влияние температуры ($t_{\text{НВ}}$) наружного воздуха на экономичность газотурбинной установки проявляется зависимостью температуры ($t_{\text{ГТ}}'' = t_4$) газов после газовой турбины от $t_{\text{НВ}}$:

$$t_4^* = k t_4, \quad (4.15)$$

где $k = 1,023 - [0,0006571 \cdot (50 - t_4)]$ – коэффициент пересчета; t_4 , t_4^* – температура газов после газовой турбины с учетом *стандартной* ($t_{\text{НВ}} = + 15$ °С) и *текущей* температуры наружного воздуха. Расчеты проводились при постоянной температуре газов перед турбиной $t_{\text{ГТ}}'' = t_3 = 1060$ °С.

На рис. 4.2 показано влияние температуры наружного воздуха на температуру газов после турбины и на значения эксергетического КПД ГТУ, которые определялись по формуле 4.23 (см. ниже по тексту).

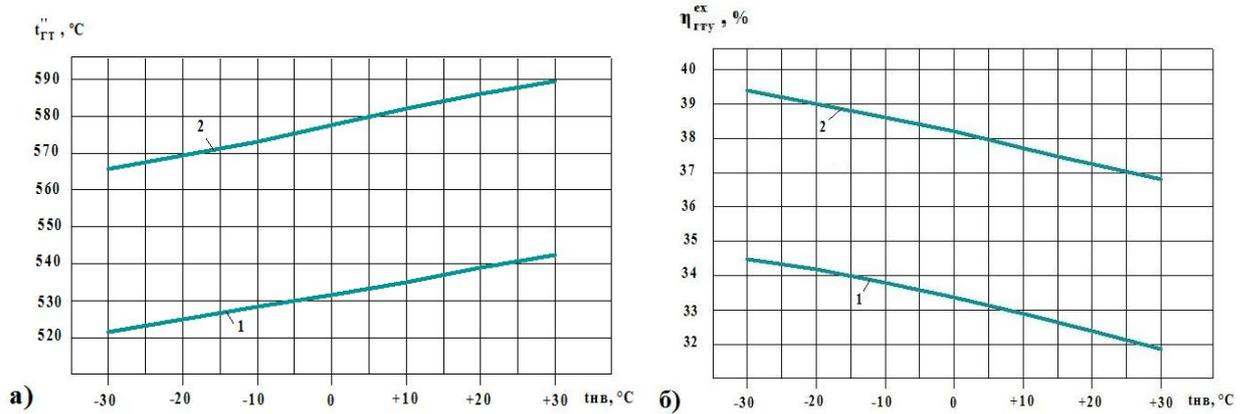


Рис. 4.2. Зависимость $t''_{ГТ}$ (а) и эксергетического КПД (б) ГТУ от значений $t_{НВ}$:
1 – для ГТУ Siemens V94.2; 2 – для ГТУ Siemens V94.3A

Для определения полноты использования эксергии топлива в цикле ГТУ необходимо определить эксергетические КПД основных элементов газотурбинной установки – турбокомпрессора, газовой турбины и камеры сгорания и потери эксергии в них.

Эксергия рабочего тела (сжимаемый воздух / газы) ГТУ в каждой характерной точке газового цикла определяется по формуле:

$$e_i = h_i - h_{НВ} - [(t_{НВ} + 273) (s_i - s_{НВ})], \quad (4.16)$$

где h_i и s_i – энтальпия и энтропия рабочего тела ГТУ, $t_{НВ}$, $h_{НВ}$, $s_{НВ}$ – температура, энтальпия и энтропия наружного воздуха.

На эксергию топлива ($e_{топл}$) оказывает влияние удельное количество теплоты подведенной в камеру сгорания ГТУ относительно низшей теплоты сгорания топлива Q_H^p (параметр $m_{тепл}$):

$$m_{тепл} = \frac{q_1}{Q_H^p \eta_{КС}}, \quad (4.17)$$

$$e_{топл} = m_{тепл} \cdot Q_H^p = \frac{Q_H^p q_1}{Q_H^p \eta_{КС}} = q_1 / \eta_{КС} \sim q_1. \quad (4.18)$$

Потери эксергии в камере сгорания ($\Delta e_{КС}$), турбокомпрессоре ($\Delta e_{ТК}$) и газовой турбине ($\Delta e_{ГТ}$) ГТУ определяются по формулам:

$$\Delta e_{КС} = e_{топл} - (e_3 - e_2); \Delta e_{ТК} = l_{ТК} - (e_2 - e_1); \Delta e_{ГТ} = (e_3 - e_4) - l_{ГТ}. \quad (4.19)$$

Кроме того, необходимо учесть потери эксергии на трение в подшипниках и в электрическом генераторе:

$$\Delta e_{МГ} = [(1 - \eta_M) l_{ГТ}] + [(1 - \eta_{ЭГ})(l_{ГТ} \eta_M - l_{ТК})], \quad (4.20)$$

где $\eta_m = 0,985$ – механический КПД, $\eta_{\text{эг}} = 0,99$ – КПД электрогенератора.

Потери эксергии с уходящими газами ГТУ оценивают потери теплоты от газов в окружающую среду:

$$\Delta e_{\text{уход,г}} = e_4 - e_1 . \quad (4.21)$$

Снижение температуры наружного воздуха обуславливает возрастание указанных потерь.

Эксергетические КПД основных элементов ГТУ – камеры сгорания ($\eta_{\text{КС}}^{\text{ex}}$), турбокомпрессора ($\eta_{\text{ТК}}^{\text{ex}}$) и газовой турбины ($\eta_{\text{ГТ}}^{\text{ex}}$) определяются по формулам:

$$\eta_{\text{КС}}^{\text{ex}} = 1 - (\Delta e_{\text{КС}} / e_{\text{топл}}) ; \eta_{\text{ТК}}^{\text{ex}} = 1 - (\Delta e_{\text{ТК}} / l_{\text{ТК}}) ; \eta_{\text{ГТ}}^{\text{ex}} = 1 - (\Delta e_{\text{ГТ}} / l_{\text{ГТ}}). \quad (4.22)$$

С понижением температуры наружного воздуха происходит увеличение потерь эксергии в камере сгорания ГТУ, в то же время потери $\Delta e_{\text{ТК}}$ и $\Delta e_{\text{ГТ}}$ снижаются. Однако потери эксергии в турбокомпрессоре и в газовой турбине незначительны и влияют на эксергетический КПД установки в незначительной степени. Поэтому эксергетические КПД турбокомпрессора и газовой турбины ГТУ достигают высоких значений и составляют $\eta_{\text{ТК}}^{\text{ex}} = 93,95 \dots 94,23$ % и $\eta_{\text{ГТ}}^{\text{ex}} = 94,41 \dots 95,46$ % (см. табл. 4.1).

Потери эксергии в основных элементах газотурбинной установки позволяют оценить степень совершенства газотурбинного цикла. Эксергетический КПД газотурбинной установки определяется с учетом эксергии топлива и всех составляющих потерь эксергии в газовом цикле:

$$\eta_{\text{ГТУ}}^{\text{ex}} = 1 - \frac{\Sigma \Delta e}{e_{\text{топл}}} = \frac{\Delta e_{\text{КС}} + \Delta e_{\text{ТК}} + \Delta e_{\text{ГТ}} + \Delta e_{\text{уход,г}} + \Delta e_{\text{мг}}}{e_{\text{топл}}} . \quad (4.23)$$

Таким образом, установлено, что при снижении температуры наружного воздуха суммарные потери эксергии $\Sigma \Delta e$ возрастают, в то же время происходит повышение эксергии топлива, благодаря чему эксергетический КПД газотурбинной установки возрастает.

Результаты теплового и эксергетического анализов работы газотурбинных установок Siemens V94.2 и Siemens V94.3A приведены в таблицах 4.1 – 4.4.

Таблица 4.1

Тепловой анализ работы ГТУ Siemens V94.2 (для ПГУ-450) при различных значениях температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$

$t_{\text{нв}}$	°С	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	+5	+10	+15	+20	+25	+30
π_1	-	0,66	0,71	0,77	0,82	0,88	0,94	0,99	1,06	1,13	1,2	1,28	1,36	1,44
e_1	кДж/кг	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
s_1	кДж/(кг·К)	6,5	6,51	6,53	6,55	6,57	6,59	6,61	6,63	6,65	6,66	6,68	6,7	6,71
h_1	кДж/кг	243,24	248,25	253,26	258,28	263,29	268,31	273,32	278,34	283,35	288,37	293,39	298,41	303,43
π_2	-	7,52	8,07	8,65	9,26	9,91	10,58	11,28	12,02	12,8	13,6	14,45	15,33	16,24
e_2	кДж/кг	261,21	266,33	272,12	276,73	281,93	287,89	292,56	298,39	303,07	308,94	313,6	319,5	324,17
s_2	кДж/(кг·К)	6,56	6,58	6,6	6,62	6,64	6,66	6,68	6,69	6,71	6,73	6,75	6,76	6,78
h_2	кДж/кг	521,29	531,11	542,12	551,98	563,05	574,13	584,06	595,18	605,14	616,31	626,32	637,55	647,59
t_2	°С	245	254	264	274	285	295	305	315	325	335	345	355	365
π_3	-	367,18	367,18	367,18	367,18	367,18	367,18	367,18	367,18	367,18	367,18	367,18	367,18	367,18
e_3	кДж/кг	921,18	915,64	910,21	904,87	899,62	894,48	889,43	884,47	879,61	874,84	870,13	865,53	861,01
s_3	кДж/(кг·К)	7,61	7,61	7,61	7,61	7,61	7,61	7,61	7,61	7,61	7,61	7,61	7,61	7,61
h_3	кДж/кг	1435,8	1435,8	1435,8	1435,8	1435,8	1435,8	1435,8	1435,8	1435,8	1435,8	1435,8	1435,8	1435,8
t_3	°С	1060	1060	1060	1060	1060	1060	1060	1060	1060	1060	1060	1060	1060
π_4	-	46,41	46,86	47,31	47,54	47,99	48,46	48,92	49,25	49,62	50,09	50,57	50,92	51,29
e_4	кДж/кг	285,63	279,5	273,48	267,54	261,7	255,97	250,32	244,77	239,32	233,6	228,65	223,46	218,35
s_4	кДж/(кг·К)	7,712	7,715	7,718	7,719	7,722	7,725	7,727	7,729	7,732	7,734	7,737	7,739	7,741
h_4	кДж/кг	815,69	817,89	820,08	821,18	823,38	825,57	827,77	829,42	831,07	833,28	835,48	837,13	838,78
t_4	°С	521,1	522,9	524,6	526,4	528,2	529,9	531,7	533,5	535,2	537	538,8	540,5	542,3
$l_{\text{тк}}$	кДж/кг	278,05	282,86	288,86	293,7	299,76	305,82	310,74	316,84	321,8	327,94	332,93	339,14	344,16
$l_{\text{гт}}$	кДж/кг	620,11	617,91	615,72	614,62	612,42	610,23	608,03	606,38	604,73	602,52	600,32	598,67	597,02
$\eta_{\text{ГТУ}}$	%	35,94	35,8	35,57	35,42	35,17	34,92	34,75	34,49	34,3	34,02	33,82	33,52	33,31

Таблица 4.2

Эксергетический анализ работы ГТУ Siemens V94.2 (для ПГУ-450) при различных значениях температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$

$t_{\text{нв}}$	°С	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	+5	+10	+15	+20	+25	+30
$m_{\text{топл}}$	--	0,0187	0,0185	0,0183	0,0181	0,0179	0,0176	0,0174	0,0172	0,017	0,0168	0,0166	0,0163	0,0161
$e_{\text{топл}}$	кДж/кг	923,72	913,79	902,67	892,71	881,53	870,35	860,31	849,08	839,01	827,73	817,62	806,29	796,14
$\Delta e_{\text{кс}}$	кДж/кг	267	266,2	265,4	264,58	263,84	263,76	263,45	263	262,47	261,83	261,09	260,26	259,3
$\eta_{\text{кс}}$	%	71,45	71,06	70,69	70,36	70,07	69,69	69,38	69,03	68,72	68,37	68,07	67,72	67,43
$\Delta e_{\text{тк}}$	кДж/кг	15,83	16,54	16,74	16,97	17,83	17,92	18,18	18,45	18,73	19	19,33	19,63	19,99
$\eta_{\text{тк}}$	%	93,95	94,15	94,2	94,22	94,05	94,14	94,15	94,18	94,19	94,21	94,22	94,23	94,23
$\Delta e_{\text{гт}}$	кДж/кг	28,82	29,42	30,01	30,6	31,2	31,8	32,38	32,98	33,57	34,16	34,75	35,49	35,94
$\eta_{\text{гт}}$	%	95,46	95,38	95,29	95,2	95,11	95,02	94,93	94,85	94,76	94,67	94,58	94,49	94,41
$\Delta e_{\text{у.г.}}$	кДж/кг	285,63	279,5	273,48	267,54	261,71	255,97	250,32	244,77	239,32	233,96	228,65	223,46	218,35
$\Delta e_{\text{мг}}$	кДж/кг	9,29	9,25	9,19	9,14	9,08	9,02	8,97	8,91	8,86	8,79	8,74	8,68	8,63
η_t	%	49,8	49,88	49,81	49,83	49,69	49,61	49,59	49,46	49,42	49,26	49,2	49,01	48,91
$\Sigma \Delta e$	кДж/кг	604,34	599,18	594	588,83	583,65	578,46	573,3	568,11	562,95	557,75	552,58	547,38	542,21
$\eta_{\text{гту}}^{\text{ex}}$	%	34,58	34,43	34,2	34,04	33,79	33,54	33,36	33,09	32,9	32,62	32,42	32,11	31,89

Таблица 4.3

Тепловой анализ работы ГТУ Siemens V94.3A (для ПГУ-800) при различных значениях температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$

$t_{\text{нв}}$	°C	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	+5	+10	+15	+20	+25	+30
π_1	--	0,66	0,71	0,77	0,82	0,88	0,94	0,99	1,06	1,13	1,2	1,28	1,36	1,44
e_1	кДж/кг	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
s_1	кДж/(кг·К)	6,5	6,51	6,53	6,55	6,57	6,59	6,61	6,63	6,65	6,66	6,68	6,7	6,71
h_1	кДж/кг	243,24	248,25	253,26	258,28	263,29	268,31	273,32	278,34	283,35	288,37	293,39	298,41	303,43
π_2	--	11,97	12,85	13,78	14,76	15,78	16,85	17,97	19,15	20,38	21,67	23,01	24,41	25,87
e_2	кДж/кг	337,4	344,17	347,96	358,2	365,02	371,52	378,36	385,2	387,7	398,66	405,51	412,11	419,01
s_2	кДж/(кг·К)	6,57	6,59	6,62	6,63	6,65	6,67	6,68	6,7	6,74	6,74	6,76	6,77	6,79
h_2	кДж/кг	598,79	611,11	623,48	635,87	648,29	659,55	672,04	684,54	697,1	708,47	721,07	732,5	745,18
t_2	°C	319	331	350	354	366	376	388	400	412	422	434	444	456
π_3	--	766,07	766,07	766,07	766,07	766,07	766,07	766,07	766,07	766,07	766,07	766,07	766,07	766,07
e_3	кДж/кг	1210,1	1204,1	1198,3	1192,6	1187	1181,4	1176	1170,6	1165,4	1160,2	1155,1	1150,1	1145,2
s_3	кДж/(кг·К)	7,69	7,69	7,69	7,69	7,69	7,69	7,69	7,69	7,69	7,69	7,69	7,69	7,69
h_3	кДж/кг	1743,5	1743,5	1743,5	1743,5	1743,5	1743,5	1743,5	1743,5	1743,5	1743,5	1743,5	1743,5	1743,5
t_3	°C	1315	1315	1315	1315	1315	1315	1315	1315	1315	1315	1315	1315	1315
π_4	--	57,62	58,15	58,68	59,08	59,49	60,04	60,59	61,14	61,69	62,25	62,82	63,39	63,96
e_4	кДж/кг	349,93	343,27	336,72	330,25	323,88	317,61	311,44	305,35	299,37	293,48	287,64	281,92	276,27
s_4	кДж/(кг·К)	7,775	7,777	7,78	7,782	7,784	7,786	7,789	7,792	7,794	7,797	7,799	7,802	7,805
h_4	кДж/кг	866,41	868,63	870,84	872,51	874,17	876,39	878,61	880,83	883,05	885,28	887,5	889,73	891,95
t_4	°C	566,7	568,6	570,6	572,5	574,4	576,3	578,2	580,2	582,1	584	585,9	587,8	589,8
$l_{\text{тк}}$	кДж/кг	355,55	362,86	370,22	377,59	385	391,24	398,72	406,2	413,75	420,1	427,68	434,09	441,75
$l_{\text{гт}}$	кДж/кг	877,09	874,87	872,66	870,99	869,33	867,11	864,89	862,67	860,45	858,22	856	853,77	851,55
$\eta_{\text{ГТУ}}$	%	40,95	40,75	40,55	40,33	40,11	39,96	39,72	39,48	39,24	39,06	38,79	38,6	38,32

Таблица 4.4

Эксергетический анализ работы ГТУ Siemens V94.3A (для ПГУ-800) при различных значениях температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$

$t_{\text{нв}}$	°С	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	+5	+10	+15	+20	+25	+30
$m_{\text{топл}}$	---	0,0213	0,0211	0,0209	0,0206	0,0204	0,0202	0,02	0,0197	0,0195	0,0193	0,019	0,0188	0,0186
$e_{\text{топл}}$	кДж/кг	1156,3	1143,8	1131,3	1118,8	1106,3	1094,9	1082,3	1069,6	1056,9	1045,5	1032,7	1021,2	1008,4
$\Delta e_{\text{кс}}$	кДж/кг	284,98	284,64	284,41	284,32	284,19	283,88	283,74	283,6	283,35	283,15	283	282,15	280,96
$\eta_{\text{кс}}$	%	75,47	75,18	75,17	74,58	74,3	73,97	73,7	73,58	73,43	72,85	72,59	72,27	72,02
$\Delta e_{\text{тк}}$	кДж/кг	18,14	18,69	22,25	19,39	19,98	19,71	20,36	21,01	26,05	21,44	22,17	21,98	22,74
$\Delta e_{\text{гт}}$	кДж/кг	35,8	36,54	37,28	38,01	38,75	39,49	40,22	40,96	41,7	42,43	43,17	43,91	44,64
$\eta_{\text{гт}}$	%	95,84	95,76	95,67	95,59	95,51	95,43	95,35	95,27	95,19	95,1	95,02	94,94	94,86
$\Delta e_{\text{у.г.}}$	кДж/кг	349,93	343,27	336,72	330,25	323,88	317,61	311,44	305,35	299,37	293,48	287,64	281,92	276,27
$\Delta e_{\text{мг}}$	кДж/кг	12,85	12,77	12,7	12,63	12,55	12,49	12,42	12,34	12,27	12,2	12,13	12,06	11,98
η_t	%	53,72	53,66	53,6	53,54	53,5	53,47	53,36	53,23	53,16	53,08	52,91	52,87	52,68
$\Sigma \Delta e$	кДж/кг	700,33	695,12	689,91	684,69	679,48	674,29	669,07	663,85	658,64	653,44	648,22	643,02	637,8
$\eta_{\text{гту}}^{\text{ex}}$	%	39,4	39,2	39	38,8	38,6	38,4	38,2	37,9	37,7	37,5	37,2	37	36,8

4.2. Эксергетический анализ работы паровой турбины ПГУ с котлами-утилизаторами двух и трех давлений

Тепловой анализ работы паровой турбины ПГУ при различных способах промежуточного перегрева водяного пара изложен выше (см. п.п. 2.2, 3.1).

Эксергетический анализ работы паровой турбины ПГУ проведен при следующих режимах ее работы: 1) при отсутствии промежуточного перегрева водяного пара; 2) с учетом однократного промежуточного перегрева водяного пара в ПГУ-У с котлами-утилизаторами двух и трех давлений; 3) с учетом двухкратного промежуточного перегрева водяного пара в трехконтурной ПГУ-У.

Обозначения характерных точек парового цикла ПГУ приведены выше (см. рис. 2.4 (*промперегрев отсутствует*), рис. 2.5 (*однократный промперегрев*), рис. 3.1 (*двухкратный промперегрев*)).

Эксергия рабочего тела паротурбинной установки в каждой характерной точке парового цикла вычисляется по формуле:

$$e_i = h_i - h_{0(в)} - [(t_{нв} + 273)(s_i - s_{0(в)})], \quad (4.24)$$

где h_i и s_i – энтальпия и энтропия рабочего тела ПТУ в каждой характерной точке парового цикла, $t_{нв}$ – температура наружного воздуха, $h_{0(в)}$ и $s_{0(в)}$ – значения энтальпии и энтропии воды (турбинного конденсата) при температуре наружного воздуха.

Для определения потерь эксергии с уходящими газами ГТУ (после котла-утилизатора) необходимо определить удельное количество теплоты, подводимой к пароводяному тракту котла-утилизатора:

$$\Delta q_{\text{пар-вода}} = \frac{h_1 - h_4}{\eta_{\text{КУ}}}, \quad (4.25)$$

где h_1 и h_4 – значения энтальпии перегретого пара перед турбиной и турбинного конденсата после сжатия в питательном насосе (см. рис. 2.4, 2.5, 3.1); $\eta_{\text{КУ}}$ – КПД котла-утилизатора.

Удельный расход газов ГТУ относительно расхода перегретого пара:

$$g = \frac{h_1 - h_4}{\eta_{\text{КУ}}(h_{\text{ГТ}}'' - h_{\text{НВ}})}, \quad (4.26)$$

где $h''_{\text{ГТ}}$ – энтальпия уходящих газов газовой турбины, которая определяется по температуре $t''_{\text{ГТ}}$ и коэффициенту избытка воздуха α .

Эксергия уходящих газов ГТУ перед котлом-утилизатором вычисляется по формуле :

$$e''_{\text{ГТ}} = e'_{\text{КУ}} = h''_{\text{ГТ}} - h_{0(\text{В})} - [(t_{\text{НВ}} + 273)(s''_{\text{ГТ}} - s_{0(\text{В})})]. \quad (4.27)$$

В данной формуле: $s''_{\text{ГТ}}$ – энтропия газов после газовой турбины.

Потери эксергии с уходящими газами ГТУ характеризуют безвозвратную потерю эксергии рабочего тела ГТУ, отводимого из цикла:

$$\Delta e_{\text{газы}} = \Delta q_{\text{пар-вода}} - e''_{\text{ГТ}}. \quad (4.28)$$

Потери эксергии вследствие необратимости теплообмена между газами ГТУ и рабочим телом паротурбинного цикла (пар/вода) в котле-утилизаторе определяются по формуле:

$$\Delta e_{\text{т/о}} = e''_{\text{ГТ}} - (e_1 - e_4), \quad (4.29)$$

где e_1 – эксергия перегретого в ПЕВД котла-утилизатора водяного пара, e_4 – эксергия сжатого конденсатным насосом турбинного конденсата.

Промежуточный перегрев водяного пара

При одноступенчатом вторичном перегреве водяного пара формула для определения *потерь эксергии в результате теплообмена между газами и рабочим телом парового цикла* примет вид:

$$\Delta e_{\text{т/о}}^* = e''_{\text{ГТ}} - [(e_1 + e_b) - e_4], \quad (4.30)$$

где e_b – эксергия вторично перегреваемого водяного пара в котле-утилизаторе (см. рис. 2.5).

Использование промежуточного перегрева водяного пара приводит к снижению указанных потерь эксергии на величину эксергии вторично перегреваемого водяного пара.

Общие потери эксергии в котле-утилизаторе складываются из потерь с уходящими газами ГТУ и потерь, связанных с необратимостью процесса передачи теплоты от газов к водяному пару и воде:

$$\Delta e_{\text{КУ}} = \Delta e_{\text{газы}} + \Delta e_{\text{т/о}}. \quad (4.31)$$

Эксергетический КПД котла-утилизатора характеризует степень полезного использования тепловой энергии газов в его пароводяном тракте:

$$\eta_{\text{ку}}^{\text{ex}} = 1 - \frac{\Delta e_{\text{ку}}}{\Delta q_{\text{пар-вода}}}. \quad (4.32)$$

Энтальпия газов на выходе из котла-утилизатора вычисляется по формуле:

$$h''_{\text{ку}} = h''_{\text{гт}} - [(h_1 - h_4) / g]. \quad (4.33)$$

По данной энтальпии газов и по параметрам состояния наружного воздуха ($t_{\text{нв}}$, $h_{\text{нв}}$, $s_{\text{нв}}$) определяется энтропия газов $s''_{\text{ку}}$, что позволяет рассчитать эксергию газов на выходе из котла-утилизатора:

$$e''_{\text{ку}} = h''_{\text{гт}} - h_{\text{нв}} - [(t_{\text{нв}} + 273) (s''_{\text{ку}} - s_{\text{нв}})]. \quad (4.34)$$

Эксергетический КПД парового цикла ПГУ представляет собой отношение удельной работы паровой турбины к эксергии уходящих газов ГТУ при следующих способах работы ПГУ:

а) промежуточный перегрев водяного пара отсутствует:

$$\eta_{\text{ц}}^{\text{ex}} = \frac{l_{\text{пт}}}{e''_{\text{гт}} - e''_{\text{ку}}} = \frac{h_1 - h_2}{e''_{\text{гт}} - e''_{\text{ку}}}. \quad (4.35)$$

б) с однократным промежуточным перегревом водяного пара в ПГУ-У:

$$\eta_{\text{ц}}^{\text{ex}} = \frac{l_{\text{пт}}}{e''_{\text{гт}} - e''_{\text{ку}}} = \frac{(h_1 - h_a) + (h_b - h_2)}{e''_{\text{гт}} - e''_{\text{ку}}}. \quad (4.36)$$

в) с двухкратным промежуточным перегревом водяного пара в ПГУ-У:

$$\eta_{\text{ц}}^{\text{ex}} = \frac{l_{\text{пт}}}{e''_{\text{гт}} - e''_{\text{ку}}} = \frac{(h_1 - h_a) + (h_b - h_c) + (h_d - h_2)}{e''_{\text{гт}} - e''_{\text{ку}}}. \quad (4.37)$$

Эксергетический КПД паровой турбины с учетом различных способов работы ПГУ-У вычисляется по формулам:

а) промежуточный перегрев водяного пара отсутствует:

$$\eta_{\text{пт}}^{\text{ex}} = \frac{l_{\text{пт}}}{\Delta q_{\text{пар-вода}}} = \frac{h_1 - h_2}{\Delta q_{\text{пар-вода}}}. \quad (4.38)$$

б) с однократным промежуточным перегревом водяного пара в ПГУ-У:

$$\eta_{\text{пт}}^{\text{ex}} = \frac{l_{\text{пт}}}{\Delta q_{\text{пар-вода}}} = \frac{(h_1 - h_a) + (h_b - h_2)}{\Delta q_{\text{пар-вода}}}. \quad (4.39)$$

в) с двухкратным промежуточным перегревом водяного пара в ПГУ-У:

$$\eta_{\text{пт}}^{\text{ex}} = \frac{l_{\text{пт}}}{\Delta q_{\text{пар-вода}}} = \frac{(h_1 - h_a) + (h_b - h_c) + (h_d - h_2)}{\Delta q_{\text{пар-вода}}}. \quad (4.40)$$

На рис. 4.3 и 4.4 показано влияние температуры наружного воздуха на значения эксергетического КПД паровых турбин ПГУ-У с котлами-утилизаторами двух (турбина К-150-8) и трех (турбина К-240-140) давлений.

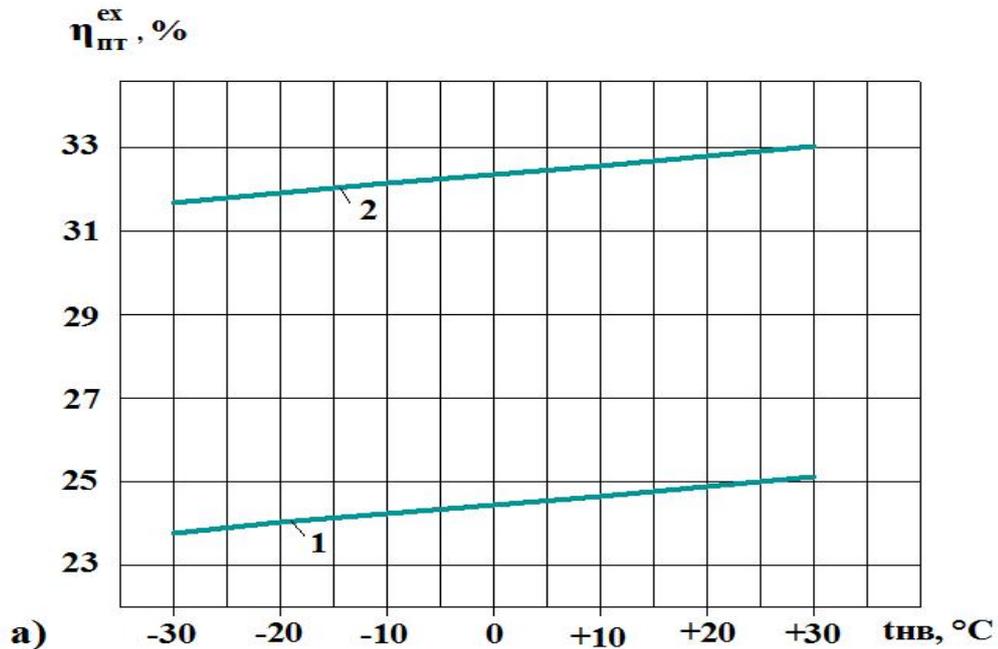


Рис. 4.3. Зависимость эксергетического КПД паровой турбины К-150-8 от значений $t_{нв}$:
1 – без промперегрева водяного пара; 2 – с промежуточным перегревом пара

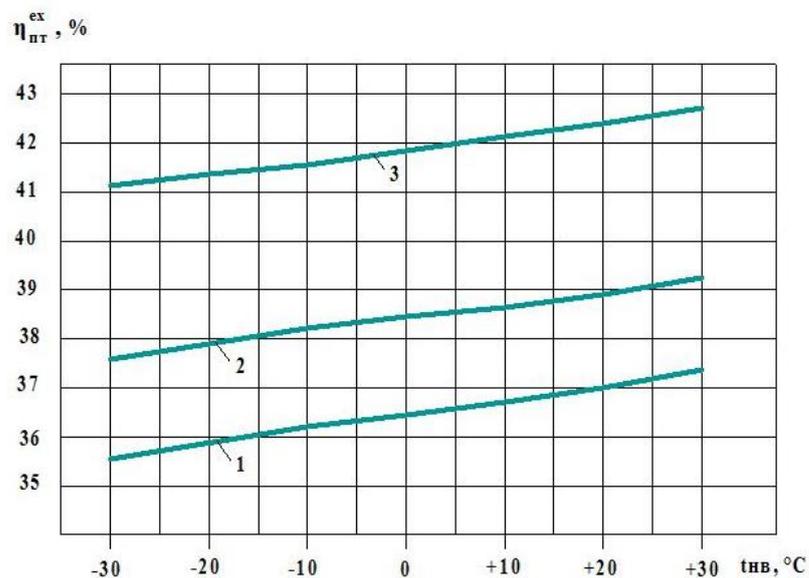


Рис. 4.4. Зависимость эксергетического КПД паровой турбины К-240-140 от значений $t_{нв}$:
1 – с однократным промперегревом водяного пара в зоне высоких температур КУ;
2 – с двухкратным промперегревом пара в контурах ВД и СД КУ;
3 – в зоне высоких температур и в хвостовой части КУ

Результаты эксергетического анализа работы паровой турбины парогазовых установок при различных способах их работы сведены в таблицу 4.5.

Таблица 4.5

Эксергетический анализ работы паровых турбин КТ-150-8 (для ПГУ-450) и К-240-140 (для ПГУ-800) при различных значениях $t_{\text{нв}}$

$t_{\text{нв}}$	°С	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	+5	+10	+15	+20	+25	+30
Эксергетический анализ работы турбины КТ-150-8 при отсутствии промежуточного перегрева водяного пара в схеме ПГУ-450														
e_2	кДж/кг	460,3	423	385	347,4	309,8	273,2	234,5	197,1	159,7	132,8	105,9	60	13,6
η_t^{ex}	%	51,17	52,2	53,18	54,23	55,27	56,35	57,43	58,55	59,66	60,82	61,98	63	64
$\eta_{\text{пт}}^{\text{ex}}$	%	23,78	23,89	24,01	24,12	24,23	24,34	24,45	24,56	24,67	24,81	24,89	25,01	25,11
Эксергетический анализ работы турбины КТ-150-8 при промперегреве водяного пара в контуре ВД КУ, хвостовой части КУ, камере сгорания ГТУ														
e_a	кДж/кг	1208,2	1174,15	1140,1	1106	1071,9	1037,9	1003,8	969,9	936	862,7	889,4	846,8	804,1
s_b	кДж/(кг·К)	7,82	7,825	7,83	7,835	7,84	7,845	7,85	7,855	7,86	7,865	7,87	7,875	7,88
e_b	кДж/кг	1537	1498,2	1459,4	1420,6	1381,7	1342,9	1304,1	1265,4	1226,8	1198,7	1170,7	1123,3	1075,9
e_2	кДж/кг	512,75	471,1	429,5	387,9	346,3	304,7	263	221,6	180,1	149,25	118,4	68	18
η_t^{ex}	%	72,27	73,25	74,22	74,83	75,44	76,53	77,42	78,4	79,45	80,5	81,52	82,59	83,63
$\eta_{\text{пт}}^{\text{ex}}$	%	31,71	31,82	31,93	32,04	32,15	32,26	32,38	32,49	32,6	32,72	32,82	32,93	33,04
Эксергетический анализ работы турбины К-240-140 при однократном промперегреве водяного пара в контуре ВД котла-утилизатора														
e_a	кДж/кг	1457,3	1423,9	1390,5	1357,1	1323,8	1290,4	1257	1223,8	1190,7	1157,7	1145,4	1093,2	1061,5
s_b	кДж/(кг·К)	7,265	7,27	7,274	7,279	7,284	7,288	7,293	7,298	7,302	7,306	7,31	7,312	7,315
e_b	кДж/кг	1810,8	1774,6	1738,5	1702,3	1666,1	1630	1593,8	1557,7	1521,8	1486,1	1471	1415,9	1381,5
e_2	кДж/кг	450	412,3	370,5	330,8	291,1	251,4	211,6	172,1	132,6	103,7	74,7	48,3	21,9
η_t^{ex}	%	76,45	77,36	78,26	79,2	80,08	81,2	82,31	83,45	84,62	85,3	86,01	90,15	94,24
$\eta_{\text{пт}}^{\text{ex}}$	%	35,63	35,77	35,91	36,04	36,17	36,31	36,43	36,58	36,71	36,86	37,0	37,16	37,3

Эксергетический анализ работы турбины К-240-140 при двухкратном промперегреве водяного пара в контурах ВД и СД котла-утилизатора														
$t_{\text{НВ}}$	°С	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	+5	+10	+15	+20	+25	+30
e_a	кДж/кг	1457,3	1423,9	1390,5	1357,1	1323,8	1290,4	1257	1223,8	1190,7	1157,7	1145,4	1093,2	1061,5
s_b	кДж/(кг·К)	7,265	7,27	7,274	7,279	7,284	7,288	7,293	7,298	7,302	7,306	7,31	7,312	7,315
e_b	кДж/кг	1810,8	1774,6	1738,5	1702,3	1666,1	1630	1593,8	1557,7	1521,8	1486,1	1471	1415,9	1381,5
e_c	кДж/кг	992,3	954,7	917,1	879,5	841,9	804,2	766,6	729,1	691,7	654,6	638	581,5	545,6
s_d	кДж/(кг·К)	7,9	7,9	7,9	7,9	7,9	7,9	7,9	7,9	7,9	7,9	7,9	7,9	7,9
e_d	кДж/кг	1052,5	1013,3	974,2	936	896	856,9	817,7	778,5	739,8	701,2	683,1	635,5	587,7
s_2	кДж/(кг·К)	8,25	8,25	8,25	8,25	8,25	8,25	8,25	8,25	8,25	8,25	8,25	8,25	8,25
e_2	кДж/кг	453,2	412,3	371,4	330,6	289,7	249	208	167,3	126,6	86,2	66,4	49,5	32,5
η_t^{ex}	%	80,54	81,67	82,8	83,6	84,36	85,56	86,71	87,95	89,14	89,89	91,13	92,11	93,09
$\eta_{\text{ПТ}}^{ex}$	%	37,61	37,75	37,89	38,03	38,14	38,27	38,4	38,54	38,68	38,83	38,98	39,13	39,27
Эксергетический анализ работы турбины К-240-140 при двухкратном промперегреве водяного пара в контуре ВД и хвостовой части КУ														
s_a	кДж/(кг·К)	6,75	6,75	6,75	6,75	6,75	6,75	6,75	6,75	6,75	6,75	6,75	6,75	6,75
e_a	кДж/кг	1457,3	1423,9	1390,5	1357,1	1323,8	1290,4	1257	1223,8	1190,7	1157,7	1145,4	1093,2	1061,5
s_b	кДж/(кг·К)	7,265	7,27	7,274	7,279	7,284	7,288	7,293	7,298	7,302	7,306	7,31	7,312	7,315
e_b	кДж/кг	1810,8	1774,6	1738,5	1702,3	1666,1	1630	1593,8	1557,7	1521,8	1486,1	1471	1415,9	1381,5
e_c	кДж/кг	992,3	954,7	917,1	879,5	841,9	804,2	766,6	729,1	691,7	654,6	638	581,5	545,6
e_d	кДж/кг	1052,5	1026	999,4	972,8	946,5	920,1	899,9	879,7	865,1	850,5	836,8	823,1	809,3
e_2	кДж/кг	465,2	425,1	386,4	347,6	308,25	268,9	235,8	211,4	182,53	153,5	124,4	95,4	65,3
η_t^{ex}	%	83,75	82,23	83,8	85,4	87,12	88,84	90,65	91,85	93,76	95,68	97,81	99,95	102,1
$\eta_{\text{ПТ}}^{ex}$	%	41,06	41,2	41,33	41,47	41,6	41,72	41,85	41,98	42,12	42,28	42,43	42,72	42,88

4.3. Результаты эксергетического анализа парогазовой установки

Эксергетический КПД любой теплоэнергетической установки (или *открытой* термодинамической системы [14]) выражается в виде отношения удельной полезной работы к разности эксергий потока рабочего тела, т.е. к израсходованной в данной системе эксергии [4, 12, 37]. В данном случае удельную полезную работу ПГУ можно выразить через значения эксергии в начале и конце процесса расширения рабочих тел газового ($\eta_{\text{ГТУ}}^{\text{ex (исп)}} = e'_{\text{ГТ}} - e''_{\text{ГТ}}$) и парового ($\eta_{\text{ПТ}}^{\text{ex (исп)}} = e_1 - e_2$) циклов установки. Расходуемая эксергия представляется в виде произведения эксергии топлива (в цикле ГТУ) и удельного количества теплоты, подводимой к рабочему телу паротурбинного цикла в котле-утилизаторе:

$$\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{ex}} = e_{\text{топл}} (h_0^{\text{ВД}} - h_{\text{к}}^{\text{ГПК}}). \quad (4.41)$$

В этом случае эксергетический КПД парогазовой установки с учетом различных способов ее работы определяется по формулам:

а) промежуточный перегрев водяного пара отсутствует:

$$\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{ex}} = \frac{(e'_{\text{ГТ}} - e''_{\text{ГТ}}) + (e_1 - e_2)}{e_{\text{топл}} (h_0^{\text{ВД}} - h_{\text{к}}^{\text{ГПК}})}. \quad (4.42)$$

б) с однократным промежуточным перегревом водяного пара в ПГУ-У:

$$\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{ex}} = \frac{[(e'_{\text{ГТ}} - e''_{\text{ГТ}})] + [(e_1 - e_a) + (e_b - e_2)]}{e_{\text{топл}} (h_0^{\text{ВД}} - h_{\text{к}}^{\text{ГПК}})}. \quad (4.43)$$

в) с двукратным промежуточным перегревом водяного пара в ПГУ-У:

$$\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{ex}} = \frac{[(e'_{\text{ГТ}} - e''_{\text{ГТ}})] + [(e_1 - e_a) + (e_b - e_c) + (e_d - e_2)]}{e_{\text{топл}} (h_0^{\text{ВД}} - h_{\text{к}}^{\text{ГПК}})}. \quad (4.44)$$

На рис. 4.5 представлены основные результаты эксергетического анализа работы ПГУ-450 и ПГУ-800 при различных способах осуществления промежуточного перегрева водяного пара, частично отработавшего в турбине, в зависимости от температуры наружного воздуха.

Установлено, что с эксергетической точки зрения для двухконтурных установок более предпочтительной является схема с промежуточным перегре-

вом пара в хвостовой части котла-утилизатора, а для трехконтурных – схема с двукратным промежуточным перегревом пара в зоне высоких температур и в хвостовой части котла-утилизатора.

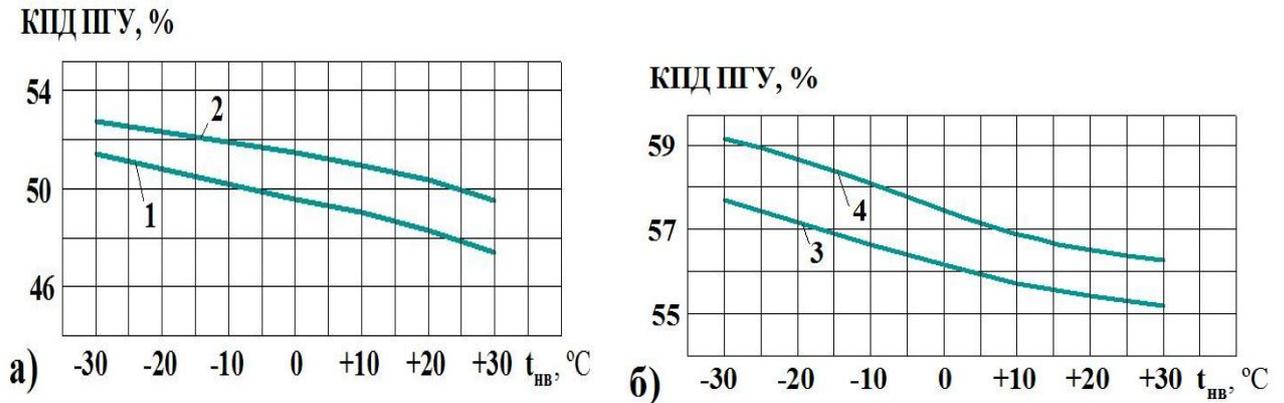


Рис. 4.5. Зависимость эксергетического КПД ПГУ с двухконтурными (а) и трехконтурными (б) котлами-утилизаторами от температуры наружного воздуха:

1 – без промперегрева пара; 2 – с учетом промперегрева пара в зоне высоких температур котла-утилизатора (КУ); 3 – с учетом однократного промперегрева пара в котле-утилизаторе; 4 – с учетом двукратного промперегрева пара в котле-утилизаторе

4.4. Экономический анализ эффективности работы парогазовой установки с промежуточным перегревом водяного пара

Выполнен экономический анализ работы парогазовых установок при использовании различных способов промежуточного перегрева водяного пара, в частности для двухконтурных ПГУ-У – в зоне высоких температур и в хвостовой части котла-утилизатора, в камере сгорания газотурбинной установки, и, для трехконтурных ПГУ-У – с двукратным вторичным перегревом водяного пара в контурах ВД и СД котла-утилизатора и в зоне высоких температур и в хвостовой части котла-утилизатора. Экономический анализ проводился путем использования программного продукта «Alt-Invest-Prim» при двух различных ставках дисконтирования $E = 10\%$ и $E = 15\%$ (см. табл. 4.9). Выбор оптимальной ставки дисконтирования изложен в [27, 65]. Цель экономического анализа сводится в определении и сравнении между собой простого и дисконтированного сроков окупаемости при различных ставках дисконтирования, себестоимости отпускаемой с парогазового энергоблока электри-

ческой энергии и годовой экономии условного топлива (экономической эффективности) для различных методов промежуточного перегрева водяного пара. Особенность методики экономического расчета состоит в определении экономических показателей одной и той же ПГУ при различных способах промперегрева водяного пара при наложении условия изначального проектирования установки с внедрением вторичного перегрева водяного пара, частично отработавшего в турбине.

Перед проведением экономического расчета проводится приближенная оценка стоимости газотурбинной установки, паровой турбины и котла-утилизатора ПГУ для определения капитальных вложений в энергетическое оборудование. Удельная стоимость ГТУ принята равной $k_{ГТУ} = 12000$ руб./кВт, а паровой турбины – $k_{ПТ} = 10000$ руб./кВт.

На стоимость ГТУ и паровой турбины оказывает влияние их электрическая мощность и удельная стоимость, млн. руб.:

$$C_{ГТУ} = k_{ГТУ} N_{ГТУ}; C_{ПТ} = k_{ПТ} N_{ПТ}. \quad (4.45)$$

Размещение поверхности нагрева промежуточного пароперегревателя в камере сгорания ГТУ (2-ой вариант) приводит удорожанию газотурбинной установки. На стоимость капвложений в паропроводы промежуточного перегрева водяного пара оказывает влияние скорость движения рабочего тела паровой турбины [5]. По приближенной оценке принято значение возрастание стоимости газотурбинной установки на 30 % : $C'_{ГТУ} = 1,3 \cdot C_{ГТУ}$.

Аналогичным образом оценивается возрастание стоимости котла-утилизатора с учетом установки промежуточного пароперегревателя в контуре высокого давления, а также в хвостовой части котла-утилизатора после камеры дополнительного сжигания топлива.

Стоимость парогазового энергоблока складывается из стоимости обеих газотурбинных установок, двух котлов-утилизаторов и паровой турбины, млн. руб.:

$$C_{ПГУ} = 2C_{ГТУ} + 2C_{КУ} + C_{ПТ}. \quad (4.46)$$

С учетом доли стоимости основного оборудования ПГУ в полных капитальных вложениях $\Delta_{ПГУ} = 0,4$ (из диапазона 0,4...0,6 согласно [27]) определяются суммарные капитальные вложения, млн. руб.:

$$\Sigma \text{КВ} = C_{\text{ПГУ}} / \Delta_{\text{ПГУ}} . \quad (4.47)$$

В экономическом расчете ПГУ принимается круглогодичное использование парогазовой установки с целью выработки электрической энергии: $h_{\text{Э}} = 8760$ ч/год (из диапазона 5000...8760 ч/год согласно [27]).

Количество вырабатываемой парогазовой установкой электрической энергии определяется по формуле, ГВт·ч/год:

$$\mathcal{E}_{\text{ПГУ}}^{\text{выр}} = N_{\text{ПГУ}}^* h_{\text{Э}} 10^{-6}, \quad (4.48)$$

где $h_{\text{Э}}$ – число часов использования электрической нагрузки парогазового блока, $N_{\text{ПГУ}}^*$ – измененная мощность парогазовой установки.

С учетом доли расхода энергии на собственные нужды ($\alpha_{\text{сн}} = 0,05 N_{\text{ПГУ}}$) определяется годовой отпуск электрической энергии, ГВт·ч/год:

$$\mathcal{E}_{\text{ПГУ}}^{\text{отпуск}} = \mathcal{E}_{\text{ПГУ}}^{\text{выр}} (1 - \alpha_{\text{сн}}). \quad (4.49)$$

При оценке экономической эффективности работы блока ПГУ следует учитывать текущие годовые затраты денежных средств, к числу важнейших которых следует отнести затраты на топливо $I_{\text{т}}$, на оплату обслуживающего персонала $I_{\text{зп}}$, на амортизационные отчисления $I_{\text{А}}$ и прочие текущие затраты $I_{\text{пр}}$ [59].

Годовой расход условного топлива в ПГУ, т.у.т./год:

$$B = 8760 N_{\text{ПГУ}} \mathcal{E}_{\text{ПГУ}}^{\text{выр}} 10^6 . \quad (4.50)$$

Годовые денежные затраты на топливо определяются исходя из стоимости условного топлива $C_{\text{у}} = 4760$ [руб./т.у.т.] (данные на 2016 г.) и его годового расхода, млн. руб.:

$$I_{\text{т}} = B C_{\text{у}} 10^{-6} . \quad (4.51)$$

Годовые денежные затраты на оплату труда персонала, млн. руб.:

$$I_{\text{зп}} = 12 n_{\text{у}} N_{\text{ПГУ}} C_{\text{зп}} 10^3 , \quad (4.52)$$

где $n_{\text{у}} = 1,0$ чел/МВт – штатный коэффициент (согласно [27, 59]); $C_{\text{зп}}$ – среднемесячная заработная плата одного работника обслуживающего персонала.

Годовые денежные затраты на социальное и медицинское страхование работников обслуживающего персонала составляют $I_{\text{соц}} = 0,36 I_{\text{зп}}$, млн. руб./год. Годовые денежные затраты на амортизационные отчисления составляют $I_{\text{А}} = 0,1 \Sigma \text{КВ}$, млн. руб./год.

Прочие годовые денежные затраты учитываются по упрощенной оценке в процентном соотношении от затрат на топливо и оплату труда обслуживающего персонала, млн. руб. / год:

$$I_{\text{пр}} = 0,36 (I_{\text{т}} + I_{\text{зп}}) . \quad (4.53)$$

Суммарные годовые денежные затраты складываются из всех перечисленных эксплуатационных денежных затрат, млн. руб. / год:

$$I_{\Sigma} = I_{\text{т}} + I_{\text{зп}} + I_{\text{соц}} + I_{\text{А}} + I_{\text{пр}} . \quad (4.54)$$

Себестоимость электрической энергии, руб. / кВт·ч:

$$S_{\text{э}} = \frac{I_{\Sigma}}{\text{Э}_{\text{ПГУ}}^{\text{выпр}}} . \quad (4.55)$$

Эффективность различных способов промежуточного перегрева водяного пара за определенный интервал времени работы парогазовой установки оценивается посредством определения экономии расхода условного топлива в денежном выражении, млн. руб./год:

$$\Delta C_{\text{y}} = 24 \cdot m \cdot N_{\text{ПГУ}}^* \cdot C_{\text{y}} \cdot [b_{\text{y}} - b_{\text{y}}^*] \cdot 10^{-9}, \quad (4.56)$$

где b_{y}^* – измененное значение удельного расхода условного топлива, г/(кВт·ч); m – число дней работы оборудования в году.

Простой срок окупаемости $T_{\text{ОК}}$ и дисконтированный срок окупаемости $T_{\text{Д}}$ определялись с использованием программы «Альт-Инвест-Прим» с учетом нормы дисконтирования $E = 10 \%$ или $E = 15 \%$.

В таблице 4.6 представлены результаты экономического анализа эффективности различных способов промежуточного перегрева водяного пара в ПГУ-У с котлами-утилизаторами двух и трех давлений. В приведенной таблице значения мощности ПГУ и удельного расхода условного топлива на выработку электрической энергии соответствуют температуре наружного воздуха $t_{\text{нв}} = + 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Установлено, что с экономической точки зрения для двухконтурных ПГУ более предпочтительной является схема с промежуточным перегревом водяного пара в хвостовой части котла-утилизатора, а для трехконтурных – схема с двухкратным промежуточным перегревом пара в зоне высоких температур и в хвостовой части котла-утилизатора.

Экономические показатели работы ПГУ	ПГУ-У с двухконтурными КУ				ПГУ-У с трехконтурными КУ		
	Без промежуточного перегрева водяного пара	Промежуточный перегрев водяного пара					
		в зоне высоких температур котла-утилизатора	в хвостовой части котла-утилизатора	в камере сгорания ГТУ	однократный в контуре высокого давления котла-утилизатора	двухкратный в контурах высокого и среднего давления котла-утилизатора	двухкратный в контуре высокого давления и в хвостовой части котла-утилизатора
Стоимость газотурбинной установки, млн. руб.	1884	1884	1884	2072,4	3456	3456	3456
Стоимость котла-утилизатора, млн. руб.	471	565,2	659,4	471	864	950,4	1209,6
Стоимость паровой турбины, млн. руб.	1500	1500	1500	1500	2400	2400	2400
Стоимость парогазового блока, млн. руб.	6210	6398,4	6586,8	6586,8	11040	11212,8	11731,2
Суммарные капитальные вложения (объем инвестиций), млн. руб.	15525	15996	16467	16467	27600	28032	29328
Мощность газотурбинной установки, МВт	144,16	144,16	144,16	126,41	283,78	283,78	283,78
Мощность паровой турбины, МВт	163,53	178,86	195,19	195,19	269,74	304,91	369,68
Мощность парогазовой установки, МВт	451,86	467,19	483,52	468,01	837,29	872,47	937,24
Число часов использования электрической нагрузки, ч/год	8760	8760	8760	8760	8760	8760	8760
Количество вырабатываемой ПГУ электрической энергии, ГВт·ч/год	3958,29	4092,61	4235,64	4099,74	7334,66	7642,83	8210,2
Отпуск электрической энергии, кВт·ч/год	3760,37	3887,98	4023,85	3894,75	6967,93	7260,69	7799,69
Удельный расход условного топлива на выработку электрической энергии, г/кВт·ч	240,7	229,61	219,84	229,61	206,72	207,42	202,94
Расход условного топлива, т. у. т./год	662079	631574	604701	631574	1043060	1046592	1023987
Стоимость условного топлива, руб./т. у. т. (2016 г.)	4760	4760	4760	4760	4760	4760	4760
Денежные затраты на топливо, млн. руб./год	3151,5	3006,3	2878,4	3006,3	4965	4981,8	4874,2
Денежные затраты на оплату труда персонала, млн. руб./год	189	189	189	189	336	336	336
Денежные затраты на амортизационные отчисления, млн. руб./год	1552,5	1599,6	1646,7	1646,7	2760	2803,2	2932,8
Прочие денежные затраты, млн. руб./год	1202,6	1150,3	1104,3	1150,3	1908,4	1914,4	1875,6
Суммарные текущие затраты, млн. руб./год	6163,6	6013,2	5886,4	6060,3	10090,3	10156,3	10139,6

Анализ экономической эффективности способов промежуточного перегрева водяного пара в ПГУ с двухконтурными и трехконтурными котлами-утилизаторами (при номинальном режиме работы)

Экономические показатели работы ПГУ	ПГУ-У с двухконтурными КУ			ПГУ-У с трехконтурными КУ			
	Без промежуточного перегрева водяного пара	Промежуточный перегрев водяного пара					
		в зоне высоких температур котла-утилизатора	в хвостовой части котла-утилизатора	в камере сгорания ГТУ	однократный в контуре высокого давления котла-утилизатора	двукратный в контурах высокого и среднего давления котла-утилизатора	двукратный в контуре высокого давления и в хвостовой части котла-утилизатора
Себестоимость электрической энергии, руб./кВт·ч	1,505	1,38	1,297	1,385	1,319	1,273	1,177
Тариф на электрическую энергию,	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
Простой срок окупаемости, лет	5,2	4,8	4,5	4,9	4,4	4,1	3,8
Дисконтированный срок окупаемости (E = 10 %), лет	6,4	5,8	5,3	5,9	5,1	4,8	4,3
Дисконтированный срок окупаемости (E = 15 %), лет	7,5	6,5	5,9	6,8	5,6	5,2	4,6
Внутренняя норма рентабельности, %	23,3	26,8	30,1	27	31,7	34,6	40
Чистый дисконтированный доход, млн. руб./год	4168	6071	7947	6354	14611	17235	22544
Экономия условного топлива (экономическая эффективность) в денежном выражении, млн. руб./год	—	208,09	391,41	226,69	—	—	128,43

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Разработаны научно-обоснованные технические и технологические решения, позволяющие повысить эффективность работы парогазовой установки утилизационного типа путем применения промежуточного перегрева водяного пара, частично отработавшего в турбине. Разработаны и предложены к использованию на парогазовых ТЭС способы промежуточного перегрева водяного пара: а) в хвостовой части котла-утилизатора после камеры дополнительного сжигания топлива (патент на изобретение РФ № 2611138); б) в камере сгорания ГТУ (патент на изобретение РФ № 2605879).

2. Разработаны методики теплового и эксергетического расчета тепловых схем ПГУ с промежуточным перегревом водяного пара. Выполнено сопоставление параметров численного расчета и результатов натурного эксперимента для ПГУ-200 Сызранской ТЭЦ. Результаты проведенного сравнительного анализа подтверждают корректность теплотехнического расчета. Выполнен комплексный анализ работы парогазовых установок утилизационного типа электрической мощностью 450 и 800 МВт при различных способах осуществления промежуточного перегрева водяного пара.

3. Выполнен анализ способов промежуточного перегрева водяного пара в двухконтурных ПГУ-У, установлено:

– *промежуточный перегрев водяного пара в зоне высоких температур котла-утилизатора* позволяет повысить КПД парогазовой установки на 2,47 % (с 51,1 до 53,57 %), мощность – на 7 % (с 451,85 до 483,52 МВт). Удельный расход условного топлива снижается на 4,61 % (с 240,7 до 229,61 г/(кВт·ч)). При этом происходит снижение генерации пара высоких параметров при заданном фиксированном расходе газов ГТУ на 12,3 % (с 202,4 до 177,5 т/ч). В целом, мощность паровой турбины возрастает на 16,5 % (с 153,53 до 178,86 МВт) за счет увеличенного теплоперепада водяного пара в ее проточной части. Годовая экономия условного топлива (экономическая эффективность) в денежном выражении составляет 208,09 млн. руб.;

–при использовании *промежуточного перегрева водяного пара в хвостовой части котла-утилизатора* с установкой камеры дополнительного сжигания топлива мощность паровой турбины возрастает на 27,13 % (с 153,53 до 195,19 МВт). При этом показатели работы ПГУ существенно возрастают: КПД – на 4,85 % (с 51,1 до 55,95 %), мощность – на 7 % (с 451,85 до 483,52 МВт). Удельный расход условного топлива снижается на 8,67 % (с 240,7 до 219,84 г/(кВт·ч)). Экономическая эффективность составляет 391,41 млн. руб./год, что на 46,83 % больше, чем при использовании известной схемы с расположением промежуточного пароперегревателя в зоне высоких температур котла-утилизатора;

– при использовании *промежуточного перегрева водяного пара в камере сгорания ГТУ* повышается КПД парогазовой установки – на 2,7 % (с 51,1 до 53,8 %) при уменьшении удельного расхода условного топлива на 5,02 % (с 240,7 до 228,62 г/(кВт·ч)). Экономическая эффективность равна 226,69 млн. руб./год, что на 8,21 % больше, чем при использовании известной схемы с расположением промежуточного пароперегревателя в зоне высоких температур котла-утилизатора.

4. Выполнен анализ применения двухкратного промежуточного перегрева водяного пара в парогазовых установках с трехконтурным котлом-утилизатором, установлено:

– двухкратный промежуточный перегрев водяного пара в зоне высоких температур и в хвостовой части котла-утилизатора позволяет повысить КПД ПГУ-У на 1,1 % (с 59,5 до 60,6 %). Удельный расход условного топлива снижается на 1,86 % (с 206,79 до 202,94 г/(кВт·ч)). Экономическая эффективность составляет 128,43 млн. руб./год.

5. Результаты работы рекомендованы к внедрению филиалом «Самарский» ПАО «Т Плюс» и внедрены в учебный процесс на кафедре «Тепловые электрические станции» ФГБОУ ВО «Самарский государственный технический университет».

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абрамов А.И., Елизаров Д.П., Ремезов А.Н., Седлов А.С. и др. Повышение экологической безопасности тепловых электростанций: учеб. пособие / под ред. А.С. Седлова. М.: Издательский дом МЭИ, 2001. 378 с.
2. Александров А.А. Термодинамические основы циклов теплоэнергетических установок. М.: Издательский дом МЭИ, 2004. 158 с.
3. Александров А.А., Григорьев Б.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара: справочник. Рек. Гос. службой стандартных справочных данных. ГСССД Р-776-98. М.: Издательский дом МЭИ, 2006. 164 с.
4. Андрющенко А.И., Ларин Е.А., Сандалова Л.А. Метод эксергетического анализа термодинамических систем и комплексов: учебное пособие. Саратов: Саратовский государственный технический университет, 2008. 74 с.
5. Андрющенко А.И., Аминов Р.З. Оптимизация режимов работы и параметров тепловых электростанций: учеб. пособие. М.: Высшая школа, 1983. 255 с.
6. Андрющенко А.И., Аминов Р.З., Хлебалин Ю.М. Теплофикационные установки и их использование: учеб. пособие для теплоэнергет. спец. вузов. М.: Высшая школа, 1989. 256 с.
7. Андрющенко, А.И. Экологическая и экономическая эффективность замены устаревшего паротурбинного оборудования ТЭЦ на газотурбинное и парогазовое // А.И. Андрющенко, Ю.Е. Николаев // Промышленная энергетика. 2006. № 7. С. 2-6.
8. Арсеньев Л.В., Тырышкин В.Г. Комбинированные установки с газовыми турбинами. Л.: Машиностроение, 1982. 247 с.
9. Байгалиев Б.Е., Щелчков А.В., Яковлев А.Б., Гортышов П.Ю. Теплообменные аппараты: учебное пособие / под ред. Ю.Ф. Гортышова. Казань: Казанский государственный энергетический университет, 2012 г. 180 с.
10. Барочкин Е.В., Жуков В.П., Борисов А.А., Ледуховский Г.В. Повышение эффективности работы ТЭЦ на основе оптимизации распределения сетевой воды // Энергетик. №10. 2012. С. 13-15.

11. Барочкин Е.В., Ледуховский Г.В., Барочкин А.Е. Схемы, оборудование и эксплуатация ТЭС и АЭС: Ивановский государственный технический университет им. В.И. Ленина. – Иваново: Ивановский государственный технический университет. 2014. 207 с.
12. Баскаков А.П., Берг Б.В., Витт О.К. и др. Теплотехника / под ред. А.П. Баскакова. М.: Энергоатомиздат, 1991. 224 с.
13. Батенин В.М., Зейгарник Ю.А., Шехтер Ю.Л. Применение ПГУ на ТЭЦ // Теплоэнергетика. 2008. №12. С. 39-43.
14. Бахшиева Л.Т., Кондауров Б.П., Захарова А.А., Салтыкова В.С. Техническая термодинамика и теплотехника. Издание второе. М.: изд-во «Академия», 2008. 272 с.
15. Белосельский Б.С., Александров А.А., Клименко А.В. и др. Теплоэнергетика и теплотехника: справочник. М.: Издательский дом МЭИ, 2007. 564 с.
16. Беспалов В.И., Беспалова С.У., Вагнер М.А. Природоохранные технологии на ТЭС: учебное пособие. 2-е издание. Томск: изд-во Томского политехнического университета, 2010. 240 с.
17. Бирюк В.В., Шелудько Л.П., Шиманов А.А. Теплофикационная парогазовая установка. Сборник: Электротехника. Электротехнология. Энергетика. Новосибирский государственный технический университет; Межвузовский центр содействия научной и инновационной деятельности студентов и молодых ученых Новосибирской области. 2015. С. 293-297.
18. Бирюк В.В., Ларин Е.А., Федорченко Д.Г., Шелудько Л.П. Пути применения газотурбинных установок марки НК для модернизации ТЭЦ. Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2009. № 3-2 (19). С. 344-351.
19. Богов И.А. Основы технической термодинамики, термохимии и анализ циклов газотурбинных установок / Под общ. ред. И.А.Богова. - СПб. : Энергомашиностроение, 2005. 192 с.
20. Букаренко В.Ю. Применение газификации угля в схемах парогазовых установок // Материалы докладов XX аспирантско-магистерского научного се-

минара, посвященного дню энергетика. Том 2. Казань: Казанский государственный технический университет. 2017. С. 10-14.

21. Буров В.Д., Дорохов Е.В., Елизаров Д.П. Тепловые электрические станции. М.: Издательский дом МЭИ, 2007. 466 с.

22. Быстрицкий Г.Ф. Основы энергетики: учебник. М.: ИНФРА-М, 2007. 278 с.

23. Галашов Н.Н, Цибульский Н.А. Анализ влияния основных параметров паротурбинного цикла на эффективность тринарных парогазовых установок. // Известия Томского политехнического университета. Том 323. №4. 2013. С. 14-21.

24. Грязнов Н.Д., Епифанов В.М., Иванов В.Л., Манушин Э.А. Теплообменные устройства газотурбинных и комбинированных установок / под ред. Леонтьева А.Н. М.: Машиностроение, 1985. 360 с.

25. Данилов О.Л., Гаряев А.Б., Яковлев И.В. и др. Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологиях: учебник для вузов / под ред. А.В. Клименко. 2-е изд., стер. М.: Издательский дом МЭИ, 2011. 424 с.

26. Девянин А.В. Оптимизация параметров тепловых схем трехконтурных парогазовых установок // Автореферат диссертации на соискание ученой степени к.т.н. М.: Издательский дом МЭИ, 2009. 20 с.

27. Денисов И.Н., Кузнецов В.Д., Шелудько Л.П. Оценка экономической эффективности реальных инвестиций в энергетике: учебное пособие. Самара: Самарский государственный технический университет, 2004. 58 с.

28. Дорохов Е.В., Седлов С.С. Основы проектирования тепловой схемы энергоблоков ТЭС на суперкритических параметрах: учебное пособие. М.: Издательский дом МЭИ, 2007. 152 с.

29. Ерохин В.Г., Маханько М.Г. Основы термодинамики и теплотехники. 2-е издание. М.: ЛИБРОКОМ, 2009. 224 с.

30. Зысин Л.В. Парогазовые и газотурбинные установки: учебное пособие. Санкт-Петербург: Изд-во СПб ГТУ, 2010. 377 с.

31. Иванов В.Л. Теплообменные аппараты и системы охлаждения газотурбинных и комбинированных установок / под ред. А.И. Леонтьева. Издание 2-е, стереотипное. М.: Издательский дом МЭИ. 2004. 592 с.

32. Иноземцев А.А., Васильев А.А., Шубин И.Н., Сементин А.Н., Сулимов Д.Д., Костюченко А.Е. Использование газотурбинных технологий // Энергосбережение и водоподготовка. №2. 2001. С. 15-18.

33. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. М.: Энергоатомиздат, 1981. 416 с.

34. Каразас Ф.Ж.Г., Салазар К.Х., Суза Г.Ф.М. Проведение анализа надежности работы котлов-утилизаторов, используемых на парогазовых ТЭС. Переведено с англ. 2014.

35. Касилов Б.П., Дудолин А.А., Господченков И.В. Эффективность использования парогазовой технологии в энергоблоке АЭС с ядерным реактором СВБР-100 / Теплоэнергетика. 2015. № 5. С. 14-20.

36. Каталог энергетического оборудования. Том 1 «Каталог газотурбинного оборудования» 2010 г.

37. Кириллин В.А., В.В. Сычев, А.Е. Шейндлин. Техническая термодинамика. М.: Энергоатомиздат, 1983. 416 с.

38. Корж В.В. Газотурбинные установки. Ухта: Ухтинский государственный технический университет, 2010. 177 с.

39. Костюк А.Г., Шерстюк А.Н. Газотурбинные установки. М.: изд-во «Высшая школа», 1979. 254 с.

40. Костюк А.Г., Фролов В.В., Трухний А.Д. Турбины тепловых и атомных электрических станций. Издание второе, переработанное и дополненное. Под редакцией А.Г. Костюка, В.В. Фролова. М.: Издательский дом МЭИ, 2001. 488 с.

41. Костюк А.Г. Динамика и прочность турбомашин. Издание 3-е, переработанное и дополненное. М.: Издательский дом МЭИ, 2007. 476 с.

42. Кудинов А.А. Горение органического топлива. М.: ИНФРА-М, 2015. 390 с.

43. Кудинов А.А. Тепловые электрические станции. Схемы и оборудование. М.: ИНФРА-М, 2012. 325 с.

44. Кудинов А.А. Техническая гидромеханика. М.: Машиностроение, 2008. 368 с.

45. Кудинов А.А. Тепломассообмен. М.: ИНФРА-М, 2012. 375 с.

46. Кудинов А.А., **Хусаинов К.Р.** О возможности применения в тепловой схеме ПГУ-800 Киришской ГРЭС второй ступени промежуточного перегрева пара // Научно-технический журнал «Энергетик». 2016. № 5. С. 32-35.

47. Кудинов А.А., **Хусаинов К.Р.** Повышение экономичности парогазовой установки ПГУ-450 за счет подогрева сетевой воды в воздухоохладителе турбокомпрессора и в котле-утилизаторе ГТУ // Научно-технический журнал «Промышленная энергетика». 2016. №2. С. 43-51.

48. Кудинов А.А., **Хусаинов К.Р.** Двукратный промежуточный перегрев водяного пара в трехконтурной парогазовой установке утилизационного типа/ В сб.: Традиции и инновации в строительстве и архитектуре. Естественные науки и техносферная безопасность. Самара: Самарский государственный архитектурно-строительный университет. 2016. С. 189-193.

49. Кудинов А.А., **Хусаинов К.Р.** Использование теплоты сжимаемого в турбокомпрессоре ГТУ воздуха для перегрева отработавшего в турбине пара / Научно-технический журнал «Энергетик». 2015. №7. С. 26-30.

50. Кудинов А.А., **Хусаинов К.Р.** Влияние промежуточного перегрева пара на экономичность двухконтурной ПГУ утилизационного типа // Научно-технический журнал «Промышленная энергетика». 2015. № 8. С. 42-48.

51. Кудинов А.А., **Хусаинов К.Р.** Влияние промежуточного перегрева пара на экономичность парогазовой установки на примере ПГУ-550 / Научно-технический журнал «Энергосбережение и водоподготовка». 2015. № 2(94). С. 10-13.

52. Кудинов А.А., **Хусаинов К.Р.** Повышение экономичности ПГУ-500 за счет промежуточного перегрева пара в котле-утилизаторе / Научно-технический журнал «Энергетик». 2015. №2. С. 29-31.

53. Кудинов А.А., Зиганшина С.К. Парогазовые установки тепловых электрических станций. Самара: Самарский государственный технический университет, 2014. 210 с.
54. Кудинов А.А., Зиганшина С.К. Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологиях. М.: Машиностроение, 2011. 374 с.
55. Кудинов В.А., Карташов Э.М. Техническая термодинамика. М.: изд-во «Высшая школа», 2000. 261 с.
56. Кудинов В.А., Карташов Э.М. Гидравлика. М.: изд-во «Высшая школа», 2006. 175 с.
57. Кудинов И.В., Стефанюк А.В. Теоретические основы теплотехники. Часть 1. Термодинамика: учеб. пособие. Самара: Самарский государственный архитектурно-строительный университет, 2013. 172 с.
58. Кузма-Кичта Ю.А. Методы интенсификации теплообмена. М.: Издательский дом МЭИ, 2001. 112 с.
59. Ларионов В.С., Щинников П.А. Техничко-экономическая эффективность энергоблоков ТЭС: учеб. пособие. Новосибирск: Новосибирский государственный технический университет, 1998. 31 с.
60. Ледуховский Г.В., Пospelов А.А. Расчет и нормирование показателей тепловой экономичности оборудования ТЭС: учеб. пособие. Ивановский государственный технический университет им. В.И. Ленина. – Иваново: Ивановский государственный энергетический университет. 2015. 467 с.
61. Ледуховский Г.В., Пospelов А.А. Энергетические характеристики оборудования ТЭС: учеб. пособие. Ивановский государственный технический университет им. В.И. Ленина. – Иваново: Ивановский государственный энергетический университет. 2014. 231 с.
62. Леонтьев, А.И. К оптимизации равновесных циклов тепловых машин / А.И. Леонтьев // Известия Российской академии наук. Энергетика. 2007. № 1. С. 132.
63. Леонтьев А.И. Теплообменные аппараты и системы охлаждения газотурбинных и комбинированных установок / Под ред. А.И.Леонтьева. М.: Московский государственный технический университет, 2003. 591 с.

64. Лукьянова Т.С. Расчет тепловых схем трехконтурных ПГУ с промежуточным перегревом пара и их исследование // автореферат диссертации на соискание ученой степени к.т.н. М.: Издательский дом МЭИ, 2012. 20 с.

65. Макаревич Е.В., Буров В.Д., Вараксина Н.В. Оценка экономической эффективности инвестиционных проектов энергетических объектов с использованием программы "АЛЬТ-ИНВЕСТ": методические указания / Национальный исследовательский университет "МЭИ". М.: Издательский дом МЭИ, 2012. 60 с.

66. Мошкарин А.В., Девочкин М.А., Шелыгин Б.Л., Рабенко В.С. Анализ направлений развития отечественной энергетики. Иваново: Ивановский государственный энергетический университет, 2002. 256 с.

67. Мошкарин А.В., Барочкин Е.В., Зорин М.Ю., Ледуховский Г.В. Выбор основного и вспомогательного оборудования тепловых электрических станций. Иваново: Ивановский государственный энергетический университет, 2004. 56 с.

68. Мошкарин А.В., Барочкин Е.В., Зорин М.Ю. Тепловые процессы в энергетических установках. Курс лекций по «Энергетическим установкам электрических станций». Часть 2. Иваново: Ивановский государственный энергетический университет. 2002. 134 с.

69. Мунц В.А. Энергосбережение в энергетике и теплотехнологиях: конспект лекций / под ред. Баскакова А.П. Екатеринбург: ФГБОУ ВО Уральский государственный технический университет, 2006. 136 с.

70. Назмеев Ю.Г., Лавыгин В.М. Теплообменные аппараты ТЭС / под ред. Фафурина А.В. М.: Энергоатомиздат, 1998. 288 с.

71. Нащокин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача: учебное пособие. 4-е издание. М.: As-book, 2009. 469 с.

72. Ноздренко Г.В., Щинников П.А. Комплексный эксергетический анализ энергоблоков ТЭС с новыми технологиями. Новосибирск: Новосибирский государственный технический университет, 2009. 189 с.

73. Патент № 2620610 Способ работы парогазовой установки электростанции / Кудинов А.А., Зиганшина С.К., Хусаинов К.Р.; заявитель и патен-

тообладатель Самарский государственный технический университет – № 2016105066; опубликован 29.05.2017, Бюл.№16.

74. Патент № 2605879 РФ, МПК F01K23/10. Парогазовая установка электростанции / Кудинов А.А., Зиганшина С.К., Хусаинов К.Р.; заявитель и патентообладатель Самарский государственный технический университет – № 2015104681; опубликован 27.12.2016, Бюл.№36.

75. Патент № 2611138 РФ, МПК F01K23/10. Способ работы парогазовой установки электростанции / Кудинов А.А., Зиганшина С.К., Хусаинов К.Р.; заявитель и патентообладатель Самарский государственный технический университет – № 2015136089; опубликован 21.02.2017, Бюл.№6.

76. Патент № 2391517 РФ, МПК F01K23/10. Парогазовая установка / Верткин М.А.; заявитель и патентообладатель ЗАО «Энергомаш (Белгород) – БЗЭМ» – № 2008114100/06; опубликован 10.06.2010, Бюл.№16.

77. Патент № 2467179 РФ, МПК F01K23/10. Парогазовая установка с дожигającym устройством / Хрусталеv В.А., Наумов А.С.; заявитель и патентообладатель Саратовский государственный технический университет – № 2011109940/06; опубликован 20.11.2012, Бюл.№32.

78. Патент № 2561780 РФ, МПК F01K21/04. Парогазовая установка / Галашов Н.Н.; заявитель и патентообладатель Национальный исследовательский Томский политехнический университет – № 2013151919/06; опубликован 10.09.2015, Бюл.№25.

79. Печенегов Ю.Я. Расчет физических свойств, теплообмена и гидравлического сопротивления газовых и жидких теплоносителей: учеб. пособие. Саратов: Саратовский государственный технический университет, 2011. 116 с.

80. Плачкова С.С. Создание и развитие парогазовых и газопаровых установок, их классификация [Электронный ресурс] // Интернет в профессиональной информационной деятельности. 2012 – 2013. URL: <http://energetca.in.ua/ru/books/book-3/part-1/section-3/3-8>. (Дата обращения: 16.12.2013).

81. Поршаков Б.П., Апостолов А.А., Никишин В.И. Газотурбинные установки на газопроводах. М.: изд-во «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2003. 240 с.

82. Ромахова Г.А. Газотурбинные установки электростанций: учеб. пособие. СПб: изд-во Политехнического университета. 2008, 163 с.

83. Ростунцова И.А. Исследование повышения эффективности парогазовых установок с промежуточным перегревом // Электронный научный журнал «APRIORI. Серия: естественные и технические науки». №4. 2015. С. 1-8.

84. Ростунцова И.А., Шевченко Н.Ю. Анализ современных парогазовых технологий с утилизацией вторичных энергоресурсов // Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. 2014. № 11. С. 581-584.

85. Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции / под ред. Гиршфельд В.Я., 4-е издание. Чебоксары: ООО «ТИД Арис», 2014. 327 с.

86. Степанов И.Р. Парогазовые установки. Основы теории, применение и перспективы. Апатиты: изд-во Кольского научного центра РАН, 2000. 169 с.

87. Стерман Л.С., Лавыгин В.М., Тишин С.Г. Тепловые и атомные электрические станции. М.: Издательский дом МЭИ, 2010. 464 с.

88. Теплоэнергетика и теплотехника. Общие вопросы: справочник / под общ. ред. А.В. Клименко и В.М. Зорина. М.: Издательский дом МЭИ, 2000. 527 с.

89. Техническая термодинамика и теплотехника: учебное пособие / под ред. Захаровой А.А. – 2-е издание исправленное и дополненное. М.: Academia, 2008. 272 с.

90. Трухний А.Д., Романюк А.А. Расчет тепловых схем утилизационных парогазовых установок: учебное пособие. М.: Издательский дом МЭИ, 2006. 40 с.

91. Трухний А.Д., Макаров А.А., Клименко В.В. Основы современной энергетики. Часть 1. Современная теплоэнергетика. М.: Издательский дом МЭИ, 2002. 368 с.

92. Трухний А.Д., Ломакин Б.В. Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки. – Учебное пособие для вузов. М.: Издательский дом МЭИ, 2002. 540 с.

93. Трухний А.Д. Стационарные паровые турбины. Издание второе, перераб. и доп. М.: Энергоатомиздат, 1990. 640 с.

94. Хрусталеv В.А. Природоохранные технологии ТЭС и АЭС. Саратов: Саратовский государственный технический университет, 2010. 112 с.

95. Хусаинов К.Р., Кудинов А.А. Повышение экономичности ПГУ-450 Северо-Западной ТЭЦ г. Санкт-Петербурга путем промежуточного перегрева пара в воздухоохладителе турбокомпрессора ГТУ // Научно-технический журнал «Надежность и безопасность энергетики». 2015. №2 (29). С. 58-64.

96. Хусаинов К.Р., Кудинов А.А. Промежуточный перегрев пара в котле-утилизаторе двухконтурной ПГУ Северо-Западной ТЭЦ Санкт-Петербурга // В сб.: Традиции и инновации в строительстве и архитектуре. Естественные науки и техносферная безопасность. Сборник статей по материалам 72-й Всероссийской научно-технической конференции. Самара: Самарский государственный архитектурно-строительный университет. 2015. С. 204-210.

97. Хусаинов К.Р., Кудинов А.А. Способ утилизации теплоты сжатого в турбокомпрессоре ГТУ воздуха // Материалы III международного молодежного форума «Интеллектуальные энергосистемы» (энергетический институт Томского политехнического университета) [электронный ресурс]. Том 1. Томск. 2015. С. 88-92.

98. Хусаинов К.Р., Кудинов А.А. Промежуточный перегрев пара в котле-утилизаторе газотурбинной установки // Материалы II всероссийской научно-практической конференции. Кемерово [электронный ресурс]: Кузбасский государственный технический университет. №1. 2015.

99. Хусаинов К.Р., Кудинов А.А. Подогрев водяного пара и сетевой воды в воздухоохладителе турбокомпрессора ГТУ/ Материалы II всероссийской научно-практической конференции. Кемерово [электронный ресурс]: Кузбасский государственный технический университет. №1. 2015.

100. Хусаинов К.Р., Кудинов А.А. Анализ эффективности внедрения парогазового блока ПГУ-420 на НК ТЭЦ-1. Материалы двадцатой международной

научно-технической конференции студентов и аспирантов «Радиоэлектроника, электротехника и энергетика». М.: Издательский дом МЭИ. 2014. Том 4. С. 140.

101. Хусаинов К.Р., Кудинов А.А. Промежуточный перегрев водяного пара в камере сгорания ГТУ. Материалы двадцать первой международной научно-технической конференции студентов и аспирантов «Радиоэлектроника, электротехника и энергетика». Москва: Издательский дом МЭИ. 2015. Том 4. С. 71.

102. Хусаинов К.Р. Об одном способе повышения экономичности ПГУ с двухконтурным котлом-утилизатором. Сборник научных трудов в 9 ч. «Наука. Технологии. Инновации». Новосибирск: Новосибирский государственный технический университет. 2015. Часть 4. С. 153-155.

103. Хусаинов К.Р., Кудинов А.А. Применение технологии промежуточного перегрева пара на Северо-западной ТЭЦ г. Санкт-Петербург. Материалы I Всероссийской научно-практической конференции «Введение в энергетику». Кемерово: Кузбасский государственный технический университет. Сборник статей. 2015. С. 1-5.

104. Хусаинов К.Р., Кудинов А.А. Влияние промежуточного перегрева пара на экономичность ПГУ-800 Киришской ГРЭС. Материалы всероссийской конференции молодых ученых «Наука. Технологии. Инновации». Новосибирск: Новосибирский государственный технический университет. 2014. Часть 5. С. 57-61.

105. Хусаинов К.Р., Кудинов А.А. Расширение Новокуйбышевской ТЭЦ-1 ПГУ-420. Материалы всероссийской конференции молодых ученых «Наука. Технологии. Инновации». Новосибирск: Новосибирский государственный технический университет. 2013. Часть 5. С. 91-94.

106. Цанев С.В., Буров В.Д., Ковалев Д.А. О показателях работы парогазовых установок с котлами-утилизаторами. // Научно-технический журнал «Энергосбережение и водоподготовка». №2 (88). 2014. С. 22-24.

107. Цанев С.В., Буров В.Д., Земцов А.С. Газотурбинные энергетические установки. М.: Издательский дом МЭИ, 2010. 428с.

108. Цанев С.В., Буров В.Д., Ремезов А.Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций. 3-е издание, стереотипное. М.: Издательский дом МЭИ, 2009. 584 с.

109. Цанев С.В., Буров В.Д., Дорофеев С.Н. и др. Расчет показателей тепловых схем и элементов газотурбинных и парогазовых установок электростанций: учеб. пособие / под ред. Чижова В.В. М.: Издательский дом МЭИ, 2000. 72 с.

110. Шелудько Л.П., Лившиц М.Ю. Бирюк В.В., Ларин Е.А. Газотурбинные установки для маневренных парогазовых установок – ТЭЦ. Сб.: Проблемы и перспективы развития двигателестроения. 2016. С. 227-228.

111. Цветков Ф.Ф., Григорьев Б.А. Тепломассообмен. М.: Издательский дом МЭИ, 2011. 562 с.

112. Щинников П.А., Ноздренко Г.В., Григорьева О.К. Комплексный анализ парогазовых ТЭЦ // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. № 3-4. 2010. С. 15-20.

113. Щинников П.А. Перспективные ТЭС. Особенности и результаты исследования. Новосибирск: Новосибирский государственный технический университет, 2007. 282 с.

114. Щинников П.А., Ноздренко Г.В., Томилов В.Г. Комплексные исследования ТЭС с новыми технологиями. Новосибирск: Новосибирский государственный технический университет, 2005. 528 с.

115. Эсмел Гийом. Исследование тепловых схем ПГУ КЭС с выбором оптимальных режимов работы для условий Кот Д'Ивуара // диссертация на соискание ученой степени к.т.н. М.: Издательский дом МЭИ, 2014. 124 с.

116. Энергетика России. Проблемы и перспективы. Труды Научной сессии Российской академии наук. / под ред. Фортова В.Е., Леонова Ю.Г. – М.: Наука, 2006. 499 с.

117. ЭСКО. Электронный журнал энергосервисной компании «Экологические системы», апрель 2008, №4 [Электронный ресурс]. URL: http://www.esco-ecosys.ru/2008_4/art198.htm. (Дата обращения: 16.1.2.2013).

118. Яковлева, И.Н. Как рассчитать ставку дисконтирования и риски для производственного предприятия. // Справочник экономиста. №9. 2008.
119. Chase, D.L. GE Combined-Cycle Product Line and Performance // D.L. Chase, P.T. Kehoe. GE Power Systems, GER-3574G, 2007, p.44.
120. E0830 100 I60 FD 002. Rev: B // Syzran power plant. Construction of SGP-200, GE Energy, 2008, p.3.
121. E0830 100 IC0 FD 001. Rev: B // Syzran power plant. Construction of SGP-200, GE Energy, 2008, p.3.
122. E0830 2G0 I10 FD 001. Rev: E // Syzran power plant. Construction of SGP-200, GE Energy, 2009, p.2.
123. MLI 0417-TOC. Rev:A. Air cooling and delivery system. Gas turbine PG6111FA// GE Energy, 2008, p.57.
124. MLI 0420-TOC. Rev: A. Cooling liquid system. Gas turbine PG6111FA with generator 6FA TEWAC // GE Energy, 2008, p.72.
125. Smith, R.W. Advanced Technology Combined Cycles / R.W. Smith, P. Polukort, C.E. Maslak and other's // GE Power Systems, GER-3936A, 2001, p.20.
126. Sullivan R.E. The Timlen Company's Canton plant utilizes a condensing heat exchanger to recover boiler stack heat to preheat makeup water // ASHRAE J. 1985. 27. № 3. P. 73-75.
127. Texas GT24: High Availability and Flexibility / E.Jeffs // Turbomachinery, January /February 2003. p.23.

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Результаты расчета геометрических размеров трубок промежуточного пароперегревателя

Схема 1 (n = 1)														
$t_{\text{НВ}}$	°C	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	+5	+10	+15	+20	+25	+30
D	кг/с	60,85	60,41	60,06	59,7	59,22	58,94	58,44	57,96	57,55	57,14	56,62	56,16	55,59
$v_{\text{псевд}}$	м ³ /кг	0,0304	0,0304	0,0304	0,0304	0,0304	0,0304	0,0304	0,0304	0,0304	0,0304	0,0304	0,0304	0,0304
$d_{\text{ПП}}$	м	0,1982	0,1975	0,1969	0,1963	0,1956	0,1951	0,1943	0,1935	0,1928	0,1921	0,1912	0,1904	0,1895
$f_{\text{ПП}}$	м ²	0,0308	0,0306	0,0304	0,0302	0,03	0,0299	0,0296	0,0294	0,0292	0,0289	0,0287	0,0284	0,0282
Схема 2 (n = 2)														
D	кг/с	53,37	52,98	52,67	52,36	51,94	51,69	51,25	50,83	50,47	50,11	49,66	49,26	48,76
$v_{\text{ПП}}$	м ³ /кг	0,3807	0,3807	0,3807	0,3807	0,3807	0,3807	0,3807	0,3807	0,3807	0,3807	0,3807	0,3807	0,3807
$d_{\text{ПП}}$	м	0,3284	0,3273	0,3263	0,3253	0,324	0,3233	0,3219	0,3206	0,3194	0,3183	0,3168	0,3156	0,314
$f_{\text{ПП}}$	м ²	0,0847	0,0841	0,0836	0,0831	0,0824	0,0821	0,0813	0,0807	0,0801	0,0795	0,0788	0,0782	0,0774
Схема 3 (n = 2)														
$t_{\text{НВ}}$	°C	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	+5	+10	+15	+20	+25	+30
D	кг/с	60,85	60,41	60,06	59,7	59,22	58,94	58,44	57,96	57,55	57,14	56,62	56,16	55,59
$v_{\text{ПП}}$	м ³ /кг	0,3807	0,3807	0,3807	0,3807	0,3807	0,3807	0,3807	0,3807	0,3807	0,3807	0,3807	0,3807	0,3807
$d_{\text{ПП}}$	м	0,3507	0,3495	0,3484	0,3474	0,346	0,3452	0,3437	0,3423	0,3411	0,3399	0,3383	0,337	0,3352
$f_{\text{ПП}}$	м ²	0,0965	0,0959	0,0953	0,0947	0,094	0,0935	0,0927	0,092	0,0913	0,0907	0,0898	0,0892	0,0882

ПРИЛОЖЕНИЕ А (окончание)

Результаты расчета геометрических размеров трубок промежуточного пароперегревателя

Схема 4 (n = 2)														
D	кг/с	53,37	52,98	52,67	52,36	51,94	51,69	51,25	50,83	50,47	50,11	49,66	49,26	48,76
$v_{\text{пп}}$	м ³ /кг	0,3807	0,3807	0,3807	0,3807	0,3807	0,3807	0,3807	0,3807	0,3807	0,3807	0,3807	0,3807	0,3807
$d_{\text{пп}}$	м	0,3284	0,3273	0,3263	0,3253	0,324	0,3233	0,3219	0,3206	0,3194	0,3183	0,3168	0,3156	0,314
$f_{\text{пп}}$	м ²	0,0847	0,0841	0,0836	0,0831	0,0824	0,0821	0,0813	0,0807	0,0801	0,0795	0,0788	0,0782	0,0774
Схема 5 (n = 2)														
$t_{\text{нв}}$	°С	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	+5	+10	+15	+20	+25	+30
D	кг/с	82,89	82,47	82,025	81,51	81,11	80,73	80,11	79,65	78,94	78,09	77,69	77,08	76,52
$v_{\text{пп}}$	м ³ /кг	0,0887	0,0887	0,0887	0,0887	0,0887	0,0887	0,0887	0,0887	0,0887	0,0887	0,0887	0,0887	0,0887
$d_{\text{пп}}$	м	0,1976	0,1971	0,1965	0,1959	0,1953	0,1948	0,1942	0,1937	0,1928	0,1918	0,1913	0,1905	0,1898
$f_{\text{пп}}$	м ²	0,0306	0,0305	0,0303	0,0301	0,03	0,0298	0,0296	0,0294	0,0292	0,0289	0,0287	0,0285	0,0283

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Значения расходов водяного пара в ПГУ-У в зависимости от температуры наружного воздуха

Схема 1														
$t_{\text{НВ}}$	°C	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	+5	+10	+15	+20	+25	+30
$D_0^{\text{ВД}}$	кг/с	60,85	60,41	60,06	59,7	59,22	58,94	58,44	57,96	57,55	57,14	56,62	56,16	55,59
$D_0^{\text{НД}}$	кг/с	21,26	20,91	20,52	20,14	19,79	19,39	19,05	18,71	18,34	17,97	17,63	17,27	16,95
Схема 2														
$t_{\text{НВ}}$	°C	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	+5	+10	+15	+20	+25	+30
$D_0^{\text{ВД}}$	кг/с	53,36	52,97	52,67	52,35	51,93	51,69	51,25	50,82	50,47	50,11	49,65	49,25	48,75
$D_0^{\text{НД}}$	кг/с	21,26	20,91	20,52	20,14	19,79	19,39	19,05	18,71	18,34	17,97	17,63	17,27	16,95
Схема 3														
$t_{\text{НВ}}$	°C	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	+5	+10	+15	+20	+25	+30
$D_0^{\text{ВД}}$	кг/с	60,85	60,41	60,06	59,7	59,22	58,94	58,44	57,96	57,55	57,14	56,62	56,16	55,59
$D_0^{\text{НД}}$	кг/с	21,26	20,91	20,52	20,14	19,79	19,39	19,05	18,71	18,34	17,97	17,63	17,27	16,95
Схема 4														
$t_{\text{НВ}}$	°C	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	+5	+10	+15	+20	+25	+30
$D_0^{\text{ВД}}$	кг/с	53,21	52,87	52,62	52,34	51,97	51,75	51,35	50,96	50,62	50,28	49,85	49,45	48,95
$D_0^{\text{НД}}$	кг/с	18,59	18,3	17,98	17,66	17,37	17,02	16,74	16,45	16,13	15,81	15,52	15,21	14,93

ПРИЛОЖЕНИЕ Б (продолжение)

Значения расходов водяного пара в ПГУ-У в зависимости от температуры наружного воздуха

Схемы 5, 7														
$t_{\text{нв}}$	°C	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	+5	+10	+15	+20	+25	+30
$D_0^{\text{ВД}}$	кг/с	82,89	82,47	82,02	81,51	81,11	81,23	80,11	79,65	78,94	78,09	77,69	77,08	76,52
$D_0^{\text{СД}}$	кг/с	14,2	13,79	13,37	12,99	12,56	11,92	11,77	11,37	11,06	10,8	10,36	10,01	9,63
$D_0^{\text{НД}}$	кг/с	34,2	33,8	33,39	32,98	32,58	32,21	31,77	31,36	30,94	30,51	30,11	29,7	29,29
Схема 6														
$t_{\text{нв}}$	°C	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	+5	+10	+15	+20	+25	+30
$D_0^{\text{ВД}}$	кг/с	82,89	82,47	82,02	81,51	81,11	81,23	80,11	79,65	78,94	78,09	77,69	77,08	76,52
$D_0^{\text{СД}}$	кг/с	14,2	13,79	13,37	12,99	12,56	11,92	11,77	11,37	11,06	10,8	10,36	10,01	9,63
$D_0^{\text{НД}}$	кг/с	28,71	28,37	28,03	27,68	27,35	27,04	26,67	26,32	25,97	25,61	25,27	24,93	24,59

ПРИЛОЖЕНИЕ Б (окончание)

Значения расходов водяного пара в ПГУ-У в зависимости от температуры наружного воздуха

Схемы 1, 2, 3														
$t_{\text{нв}}$	°C	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	+5	+10	+15	+20	+25	+30
$G_{\text{В}}$	кг/с	560,9	553,8	546,7	539,6	532,5	525,4	518,3	511,2	504,1	497	490	482,8	475,7
$G_{\text{В1}}$	кг/с	140,22	138,45	136,67	134,9	133,12	131,35	129,57	127,8	126,02	124,25	122,5	120,7	118,92
$G_{\text{В2}}$	кг/с	420,68	415,35	410,03	404,7	399,38	393,15	388,73	383,4	378,08	372,75	367,5	362,1	356,78
G_{Γ}	кг/с	571,75	564,47	557,2	549,91	542,63	535,34	528,05	520,75	513,45	506,15	498,85	491,53	484,22
Схема 4														
$t_{\text{нв}}$	°C	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	+5	+10	+15	+20	+25	+30
$G_{\text{В}}$	кг/с	489,1	483,33	477,66	471,8	466,03	458,61	454,22	448,32	442,25	435,98	430,24	424,1	417,82
$G_{\text{В1}}$	кг/с	140,22	138,45	136,67	134,9	133,12	131,35	129,57	127,8	126,02	124,25	122,5	120,7	118,92
$G_{\text{В2}}$	кг/с	348,88	344,88	340,99	336,9	332,91	327,26	324,65	320,52	316,23	311,73	307,74	303,4	298,9
G_{Γ}	кг/с	499,95	494,01	488,16	482,11	476,16	468,55	463,97	457,87	451,6	445,13	439,19	432,84	426,34
Схемы 5, 6, 7														
$t_{\text{нв}}$	°C	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	+5	+10	+15	+20	+25	+30
$G_{\text{В}}$	кг/с	761,22	751,58	741,95	732,31	722,68	713,04	703,41	693,77	684,13	674,5	664,86	655,23	645,59
$G_{\text{В1}}$	кг/с	190,3	187,9	185,49	183,08	180,67	178,26	175,85	173,44	171,03	168,62	166,21	163,81	161,4
$G_{\text{В2}}$	кг/с	570,92	563,68	556,46	549,23	542,01	534,78	527,55	520,33	513,1	505,88	498,65	491,42	484,19
G_{Γ}	кг/с	776,99	767,1	757,2	747,3	737,4	727,49	717,57	707,65	697,73	687,8	677,86	667,92	657,97

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Основные показатели работы ПГУ-У с котлами-утилизаторами двух и трех давлений
при различных способах промежуточного перегрева водяного пара

$t_{\text{нв}}$	°C	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	+5	+10	+15	+20	+25	+30
Схема 1														
$\eta_{\text{КУ}}$	%	74,08	74,72	75,36	76,02	76,69	77,37	78,06	78,77	79,48	80,22	80,96	81,72	82,5
$\eta_{\text{ГТУ}}$	%	35,94	35,8	35,57	35,42	35,17	34,92	34,75	34,49	34,3	34,02	33,82	33,52	33,31
$\eta_{\text{ПТ}}$	%	31,18	31,31	31,44	31,53	31,66	31,79	31,91	32,0	32,13	32,26	32,39	32,51	32,6
$\eta_{\text{ПГУ}}$	%	52,5	52,43	52,28	52,13	51,98	51,76	51,69	51,47	51,32	51,09	50,95	50,72	50,58
$N_{\text{ГТУ}}$	МВт	168,96	166,57	163,59	161,18	158,17	155,16	152,71	149,68	147,22	144,16	141,68	138,6	136,1
$N_{\text{ПТ}}$	МВт	178,76	177,04	175,44	173,84	172,03	170,55	168,72	166,91	165,23	153,53	161,68	159,88	157,93
$N_{\text{ПГУ}}$	МВт	516,7	510,17	502,62	496,2	488,37	480,87	474,15	466,27	459,67	451,85	445,03	437,08	430,14
Схема 2														
$\eta_{\text{КУ}}$	%	76,83	77,48	78,15	78,83	79,53	80,23	80,95	81,68	82,43	83,19	83,96	84,75	85,55
$\eta_{\text{ГТУ}}$	%	35,94	35,8	35,57	35,42	35,17	34,92	34,75	34,49	34,3	34,02	33,82	33,52	33,31
$\eta_{\text{ПТ}}$	%	34,89	34,98	35,07	35,13	35,22	35,31	35,4	35,46	35,55	35,64	35,73	35,82	35,88
$\eta_{\text{ПГУ}}$	%	54,6	54,48	54,39	54,28	54,19	54,02	53,95	53,82	53,73	53,57	53,48	53,31	53,21
$N_{\text{ГТУ}}$	МВт	168,96	166,57	163,59	161,18	158,17	155,16	152,71	149,68	147,22	144,16	141,68	138,6	136,1
$N_{\text{ПТ}}$	МВт	194,25	192,48	190,9	189,31	187,45	186,02	184,13	182,27	180,58	178,86	176,92	175,11	173,07
$N_{\text{ПГУ}}$	МВт	532,18	525,62	518,08	511,67	503,79	496,34	489,56	481,63	475,02	467,19	460,29	452,31	445,28

ПРИЛОЖЕНИЕ В (продолжение)

Основные показатели работы ПГУ-У с котлами-утилизаторами двух и трех давлений
при различных способах промежуточного перегрева водяного пара

$t_{\text{нв}}$	°С	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	+5	+10	+15	+20	+25	+30
Схема 3														
$\eta_{\text{КУ}}$	%	90,02	90,25	90,67	90,79	91,11	91,44	91,72	91,87	92,05	92,33	92,42	92,71	92,79
$\eta_{\text{ГТУ}}$	%	35,94	35,8	35,57	35,42	35,17	34,92	34,75	34,49	34,3	34,02	33,82	33,52	33,31
$\eta_{\text{ПТ}}$	%	34,89	34,98	35,07	35,13	35,22	35,31	35,4	35,46	35,55	35,64	35,73	35,82	35,88
$\eta_{\text{ПГУ}}$	%	56,52	56,31	56,26	56,23	56,2	56,15	56,1	56,07	56,03	55,95	55,9	55,82	55,74
$N_{\text{ГТУ}}$	МВт	168,96	166,57	163,59	161,18	158,17	155,16	152,71	149,68	147,22	144,16	141,68	138,6	136,1
$N_{\text{ПТ}}$	МВт	211,64	209,74	208,06	206,37	204,37	202,86	200,83	198,83	197,02	195,19	193,1	191,15	188,95
$N_{\text{ПГУ}}$	МВт	549,57	542,88	535,24	528,73	520,71	513,18	506,26	498,19	491,46	483,52	476,47	468,36	461,16
Схема 4														
$\eta_{\text{КУ}}$	%	74,08	74,72	75,36	76,02	76,69	77,37	78,06	78,77	79,48	80,22	80,96	81,72	82,5
$\eta_{\text{ГТУ}}$	%	38,04	37,92	37,72	37,59	37,38	37,15	37,01	36,77	36,62	36,37	36,2	35,93	35,75
$\eta_{\text{ПТ}}$	%	34,89	34,98	35,07	35,13	35,22	35,31	35,4	35,46	35,55	35,64	35,73	35,82	35,88
$\eta_{\text{ПГУ}}$	%	55,05	54,97	54,88	54,8	54,72	54,56	54,42	54,18	54,0	53,8	53,55	53,34	53,12
$N_{\text{ГТУ}}$	МВт	148,15	146,06	143,44	141,33	138,69	136,05	133,9	131,24	129,08	126,41	124,23	121,52	119,33
$N_{\text{ПТ}}$	МВт	211,64	209,74	208,06	206,37	204,37	202,86	200,83	198,83	197,02	195,19	193,1	191,15	188,95
$N_{\text{ПГУ}}$	МВт	507,95	501,85	494,94	489,03	481,75	474,95	468,63	461,31	455,18	448,01	441,55	434,19	427,61
Схема 5														
$\eta_{\text{КУ}}$	%	80,9	81,54	82,19	82,85	83,51	84,2	84,88	85,58	86,3	87,02	87,76	88,51	89,27
$\eta_{\text{ГТУ}}$	%	39,4	39,2	39	38,8	38,6	38,4	38,2	37,9	37,7	37,5	37,2	37	36,8
$\eta_{\text{ПТ}}$	%	37,8	37,92	38,04	38,13	38,26	38,36	38,47	38,58	38,69	38,8	38,91	39,02	39,14
$\eta_{\text{ПГУ}}$	%	60,74	60,61	60,41	60,28	60,14	60,08	59,88	59,74	59,54	59,48	59,28	59,14	58,94
$N_{\text{ГТУ}}$	МВт	327,32	322,38	317,42	312,45	307,45	303,24	298,2	293,15	288,06	283,78	278,66	274,34	269,17
$N_{\text{ПТ}}$	МВт	286,33	284,86	283,33	281,54	280,18	280,59	276,72	275,12	272,66	269,74	268,35	266,25	264,31
$N_{\text{ПГУ}}$	МВт	940,97	929,63	918,18	906,44	895,06	887,08	873,13	861,42	848,78	837,29	825,68	814,93	802,66

ПРИЛОЖЕНИЕ В (окончание)

Основные показатели работы ПГУ-У с котлами-утилизаторами двух и трех давлений
при различных способах промежуточного перегрева водяного пара

$t_{\text{НВ}}$	°C	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	+5	+10	+15	+20	+25	+30
Схема 6														
$\eta_{\text{КУ}}$	%	80,9	81,54	82,19	82,85	83,51	84,2	84,88	85,58	86,3	87,02	87,76	88,51	89,27
$\eta_{\text{ГТУ}}$	%	39,4	39,2	39	38,8	38,6	38,4	38,2	37,9	37,7	37,5	37,2	37	36,8
$\eta_{\text{ПТ}}$	%	37,67	37,73	37,79	37,84	37,9	37,95	38,0	38,06	38,12	38,18	38,24	38,3	38,36
$\eta_{\text{ПГУ}}$	%	60,62	60,48	60,28	60,15	60,02	59,95	59,75	59,62	59,42	59,35	59,15	59,02	58,82
$N_{\text{ГТУ}}$	МВт	327,32	322,38	317,42	312,45	307,45	303,24	298,2	293,15	288,06	283,78	278,66	274,34	269,17
$N_{\text{ПТ}}$	МВт	332,19	329,42	326,6	323,61	320,91	319,35	314,98	312,12	308,67	304,92	302,18	298,97	295,85
$N_{\text{ПГУ}}$	МВт	986,83	974,19	916,45	948,51	935,82	925,84	911,39	898,42	884,79	872,47	859,5	847,65	834,2
Схема 7														
$\eta_{\text{ГТУ}}$	%	39,4	39,2	39	38,8	38,6	38,4	38,2	37,9	37,7	37,5	37,2	37	36,8
$\eta_{\text{ПТ}}$	%	40,88	40,95	41,02	41,09	41,15	41,22	41,28	41,34	41,42	41,49	41,57	41,64	41,71
$\eta_{\text{ПГУ}}$	%	61,84	61,71	61,52	61,39	61,26	61,19	61	60,87	60,68	60,61	60,42	60,29	60,1
$N_{\text{ГТУ}}$	МВт	327,32	322,38	317,42	312,45	307,45	303,24	298,2	293,15	288,06	283,78	278,66	274,34	269,17
$N_{\text{ПТ}}$	МВт	403,99	400,47	396,89	393,12	389,68	387,5	382,21	385,58	374,3	369,68	366,2	362,19	358,28
$N_{\text{ПГУ}}$	МВт	1058,63	1045,24	1031,74	1018,03	1004,59	993,99	978,61	964,88	950,43	937,24	923,52	910,88	896,63

Обозначения в Приложениях А, Б, В

Схема 1 – схема ПГУ-450 при отсутствии промежуточного перегрева водяного пара;

Схема 2 – схема ПГУ-450 с промежуточным перегревом водяного пара в контуре высокого давления котла-утилизатора;

Схема 3 – схема ПГУ-450 с промежуточным перегревом водяного пара в «хвостовой» части котла-утилизатора;

Схема 4 – схема ПГУ-450 с промежуточным перегревом водяного пара в камере сгорания ГТУ;

Схема 5 – схема ПГУ-800 с однократным промежуточным перегревом водяного пара в контуре высокого давления КУ;

Схема 6 – схема ПГУ-800 с двухкратным промежуточным перегревом водяного пара в контурах высокого (ПП-1) и среднего (ПП-2) давления котла-утилизатора;

Схема 7 – схема ПГУ-800 с двухкратным промежуточным перегревом водяного пара в зоне высоких температур (ПП-1) и хвостовой части (ПП-2) котла-утилизатора;

n – число ниток паропроводов;

$v_{\text{пп}}$ – среднее значение удельного объема водяного пара в трубках промежуточного пароперегревателя;

$D_{\Sigma} = D_0^{\text{ВД}} + D_0^{\text{СД}} + D_0^{\text{НД}}$ – расход водяного пара, отбираемого на вторичный перегрев во вторую ступень (ПП-2) промежуточного пароперегревателя (для схем 7, 8);

$d_{\text{пп}}, f_{\text{пп}}$ – диаметр и площадь поперечного сечения трубок промежуточного пароперегревателя;

$D, v_{\text{пп}}$ – расход и средний удельный объем водяного пара, отбираемого на вторичный перегрев

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

Акт внедрения в учебный процесс ФГБОУ ВО «Самарский государственный технический университет» результатов диссертационной работы

УТВЕРЖДАЮ

Проректор по учебной работе
ФГБОУ ВО «Самарский государственный
технический университет»



О.В. Юсупова

декабрь 2016 г.

А К Т

внедрения в учебный процесс ФГБОУ ВО «Самарский государственный технический университет» результатов диссертационной работы аспиранта Хусаинова Кирилла Руслановича

В учебном процессе при чтении лекций, проведении практических занятий по дисциплинам «Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологиях», «Газотурбинные установки» для студентов направлений подготовки 13.03.01 - Теплоэнергетика и теплотехника, 13.03.03 - Энергетическое машиностроение и «Парогазовые и газотурбинные энергетические установки» для магистрантов направления подготовки 13.04.01 - Теплоэнергетика и теплотехника, в дипломном проектировании, организации научно-исследовательской работы студентов и магистрантов на кафедре «Тепловые электрические станции» СамГТУ используются результаты научных исследований аспиранта Хусаинова К.Р., включенные в состав его кандидатской диссертации: способы промежуточного перегрева водяного пара в парогазовых установках утилизационного типа; методики теплового расчета и эксергетического анализа тепловых схем парогазовых установок; запатентованные технические решения по повышению эффективности работы парогазовых установок путем использования промежуточного перегрева водяного пара.

Декан Теплоэнергетического
факультета ФГБОУ ВО
«Самарский государственный
технический университет»

К.В. Трубицын

ПРИЛОЖЕНИЕ Д

Справка об использовании результатов научных исследований



Филиал «Самарский»
 ПАО «Т Плюс»
 ул. Маяковского, 15,
 г. Самара, 443100

Тел.: (846) 279-63-51, 332-34-35
 Факс: (846) 242-43-94
 info-samara@tplusgroup.ru
 www.tplusgroup.ru

03.05.2017 № 5400-10-02301

на № _____ от _____

СПРАВКА об использовании результатов научных исследований

Справка дана к.т.н., доценту Зиганшиной С.К., аспиранту Хусаинову К.Р. ФГБОУ ВО «Самарский государственный технический университет» в том, что в филиале «Самарский» ПАО «Т Плюс» рассмотрены результаты научно-исследовательской работы «Повышение эффективности парогазовой ТЭС за счет промежуточного перегрева водяного пара», выполненной в рамках Госбюджетной научно-исследовательской работы кафедры «Тепловые электрические станции» СамГТУ по теме: «Совершенствование тепломеханического оборудования тепловых электрических станций и систем теплоснабжения».

Научный руководитель работы – заведующий кафедрой «Тепловые электрические станции» Самарского государственного технического университета, д.т.н., профессор Кудинов А.А.

На основании рассмотрения филиал «Самарский» ПАО «Т Плюс» рекомендует к внедрению результаты работы.

Вид рекомендованных к внедрению результатов научных исследований:

1. Способы работы парогазовой установки электростанции с вторичным перегревом водяного пара в промежуточном пароперегревателе, расположенном в хвостовой части котла-утилизатора после камеры дополнительного сжигания топлива и в воздухоохладителе турбокомпрессора ГТУ (патент на изобретение РФ № 2611138; положительное решение от 13.02.2017 г. о выдаче патента на изобретение РФ по заявке № 2016105066 от 15.02.2016 г.);

2. Тепловая схема парогазовой установки электростанции утилизационного типа с промежуточным перегревом водяного пара в камере сгорания газотурбинной установки (патент на изобретение РФ № 2605879).

3. Методика теплового расчета двухконтурной парогазовой установки утилизационного типа с промежуточным перегревом водяного пара в котле-утилизаторе, воздухоохладителе турбокомпрессора и камере сгорания ГТУ.

Область и форма внедрения: парогазовые установки тепловых электрических станций конденсационного типа, научные исследования.

Социальный эффект: развитие науки и научных исследований, защита окружающей среды путем снижения вредных выбросов за счет повышения эффективности использования органического топлива.

Эффект от внедрения: экономия органического топлива и тепловой энергии.

Главный инженер



Handwritten signature of A.A. Grihatov in blue ink.

А.А. Гришатов