

Некоммерческое акционерное общество
«АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ»

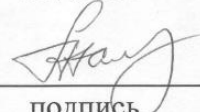
Кафедра Тепловые энергетические установки
Специальность 65071700- Теплоэнергетика

Допущен к защите
Зав. кафедрой _____
« ____ » _____ 20__ г.

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ
пояснительная записка

Тема Совершенствование тепловых схем ТГУ с целью повышения эффективности их работы

Магистрант О.А. Сабошинова С.С.
подпись (Ф.И.О.)

Руководитель диссертации  Глибарин Г.Г.
подпись (Ф.И.О.)

Рецензент _____
подпись (Ф.И.О.)

Алматы, 2015г.

Некоммерческое акционерное общество
«АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ»

Факультет Теплоэнергетический
Специальность 651071700 - Теплоэнергетика
Кафедра Тепловые энергетические установки

ЗАДАНИЕ
на выполнение магистерской диссертации

Магистранту Сабаншиевой Саидраи Садырбековне
(фамилия, имя, отчество)

Тема диссертации Совершенствование тепловых схем ТГУ с целью повышения эффективности их работы
утверждена Ученым советом университета № от « »
во изменение приказа № 142 от « 28 » 10.2014
Срок сдачи законченной диссертации « 23 » 06.2015г
Цель исследования Повышение эффективности работы ТГУ путем совершенствования тепловых схем.

Перечень подлежащих разработке в магистерской диссертации вопросов или краткое содержание магистерской диссертации:

Проведен анализ возможностей совершенствования тепловых схем ТГУ с целью повышения эффективности их работы с использованием ТГУ и парогидравлических технологий. Проведены расчеты существующей схемы ТГУ с ТГУ и расчет ПАО.

Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей) Презентация.

Аңдатпа

Орындалған жұмыста дәстүрлі әдістерді, сонымен қатар ГТҚ және бугаздық технологияларды пайдалану арқылы олардың жұмысының тиімділігін арттыру мақсатымен ЖЭО жылулық сұлбасын мүмкіндігінше жетілдірудің талдамасы жүргізілген. Шықтық тәртіптегі Санкт-Петербург қаласының Солтүстік-Батыс ЖЭО үлгісіндегі бу газды қондырғысы бар, қолданыстағы ЖЭО сұлбасының және букүштік қондырғының екі контурлы және үш контурлы сұлбасының жұмысы бойынша ЖЭО жұмысының барлық тәртіптеріндегі Астана қ. ЖЭО-ғының шарттарындағы және үлгісіндегі будың жоғары көрсеткішіндегі заманауи ГТҚ-ы бар ЖЭО-тың есептері жүргізілген. Үш контурлы сұлба бойынша оңтайлы шешімдердің тиімділігінің бағалануы жүргізілген.

Аннотация

В выполненной работе проведен анализ возможностей совершенствования тепловых схем ТЭЦ с целью повышения эффективности их работы, как традиционными способами, так и с использованием ГТУ и парогазовых технологий. Проведены расчеты существующей схемы ТЭЦ с ПГУ на примере Северо-Западной ТЭЦ г. Санкт-Петербург в конденсационном режиме и ТЭЦ с современными ГТУ на высокие параметры пара на примере и условиях ТЭЦ в г. Астане на всех режимах работы ТЭЦ по двухконтурной и трехконтурной схеме работы паросиловой установки. Проведена оценка эффективности оптимизационных решений по трехконтурной схеме.

Annotation

In the executed work was made the analysis of the CHP cycle diagrams improvement possibilities with aim to increase their work efficiency by traditional approaches and by using gas turbines and CCGT technologies. The calculations of existing cycle diagram of Northwest CHP in St. Petersburg city was made, which is working in condensing-steam mode and CHP with modern gas turbine with high steam parameters on the example and conditions of the CHP in Astana city on the steam-power unit's two- and three-circuit configuration cycle diagrams over all operational regimes. Also was made the efficiency estimation of optimization solutions according to three-circuit diagrams.

Содержание

Введение	6
1. Анализ тепловых схем ТЭЦ и методов повышения их эффективности	9
1.1 Анализ традиционных схем ТЭЦ и методов повышения их эффективности.	9
1.2 Анализ возможностей изменения тепловых схем ТЭЦ при использовании ГТУ надстроек.....	18
1.3 Анализ и оценка эффективности ПГУ ТЭЦ.....	23
1.3.1 Парогазовый энергоблок ПГУ-450Т.....	26
2. Анализ технических решений по созданию ПГУ-ТЭЦ с КУ и работ по оптимизации структуры тепловой схемы.....	42
2.1 Анализ существующих схем отпуска тепла на ТЭЦ с ГТУ и ПГУ.....	42
2.2 Анализ путей совершенствования схемы Северо-Западной ТЭЦ применительно к строительству новой ТЭЦ.....	49
3. Исследование схемных решений для ПГУ-ТЭЦ.....	51
3.1 Разработка, расчет и анализ двухконтурной схемы	51
3.2 Разработка, расчет и анализ двухконтурной схемы	58
Заключение	68
Список литературы	70

Введение

Комбинированное производство электроэнергии и тепла является энергоресурсосберегающей технологией, которое позволяет использовать 85-90 % теплоты топлива, превращая значительную ее часть в электричество, принципиально более ценное, чем тепло. По сравнению с лучшими схемами раздельного производства общий расход топлива оказывается при этом на 20-25 % меньше. Соответственно уменьшаются выбросы в окружающую среду [1, 2, 3, 4, 5].

Но сегодня теплофикация с комбинированным производством электроэнергии и тепла в Казахстане переживает серьезный кризис. Себестоимость электроэнергии и тепла на многих ТЭЦ, работающих в неоптимальных режимах, особенно оснащенных устаревшим оборудованием, оказывается высокой, а их реализация по неразумно установленным тарифам - затрудненной. Положение усугубляется недостаточной надежностью теплосетей и значительными потерями тепла при передаче по ним. Многие потребители предпочитают строить собственные котельные и покупать электроэнергию других поставщиков [6].

Низкая эффективность ТЭЦ определена с одной стороны низкими параметрами свежего пара, которые во многом определяют термодинамическую эффективность (Таблица В1), с другой стороны значительной долей выработки электроэнергии по конденсационному циклу.

Таблица В1. Распределение ТЭЦ Казахстана по параметрам пара

Параметры свежего пара перед турбинами, МПа	Установленная электрическая мощность, МВт	Доля групп от суммарной установленной мощности ТЭЦ, %
12,8	3 566,5	50,52
8,8	3228,2	45,72
≤3,4	265,5	3,76
Всего	7 060,2	100

По показателям удельного расхода топлива на отпуск электроэнергии ТЭЦ Казахстана можно разделить на четыре группы [7]:

- В I группу входят 13 ТЭЦ с удельными расходами топлива ниже 300 г/кВт.ч, которые работают по тепловому графику с довыработкой электроэнергии в конденсационном режиме не более 25-30%.
- Во II группу входят 8 ТЭЦ с удельными расходами топлива от 300 г/кВт.ч до 400 г/кВт.ч, которые работают с довыработкой электроэнергии в конденсационном режиме до 60%.

- В III группу входят 10 ТЭЦ с удельными расходами топлива от 400 г/кВт.ч до 500 г/кВт.ч, которые работают с довыработкой электроэнергии в конденсационном режиме свыше 60%.

- в IV группу входят: 7 ТЭЦ с удельными расходами топлива на отпуск электроэнергии выше 500 г/кВт.ч.

По показателям удельного расхода топлива на отпуск тепловой энергии:

- 18 ТЭЦ имеют до 190 кг у.т./Гкал;

- 6 ТЭЦ от 190 до 200 кг у.т./Гкал;

- 14 ТЭЦ более 200 кг у.т./Гкал.

Концепция нынешних теплофикационных турбин возникла тогда, когда был дефицит электроэнергии, и необходимо было независимо регулировать работу по тепловому и электрическому графикам нагрузок. Отопительные ТЭЦ работают с сильно меняющимися в течение года тепловыми нагрузками. Электроэнергия, вырабатываемая летом менее экономичными турбинами ТЭЦ на плохом вакууме, не может конкурировать с энергией крупных конденсационных электростанций. Зимой развитые выхлопные части турбин потребляют энергию для преодоления трения, вентиляции и охлаждения последних ступеней.

Работа с тепловой нагрузкой приводит к снижению удельной электрической мощности паровых ТЭЦ, для которых вообще характерна умеренная выработка электроэнергии на тепловом потреблении. Наконец, удельная стоимость паровых ТЭЦ существенно выше, чем конденсационных электростанций [8, 9, 10].

Значительно повысить эффективность ТЭЦ, работающих на природном газе, можно путем использования на них газотурбинных и парогазовых технологий.

Сравнение показателей наиболее экономичных и широко распространенных паротурбинных установок ТЭЦ с ГТУ и ПГУ приведены в таблице В2 [6].

Таблица 2. Сравнение показателей паровых, газотурбинных и парогазовых ТЭЦ.

Показатель	Тип ТЭЦ и режим работы				
	Паровая		ГТУ	ПГУ	
	Конденсационный	Комбинированный	Комбинированный	Конденсационный	Комбинированный
Доля тепла топлива, преобразованная в электроэнергию, %	30-36	20-32	34-36	50-55	48-53
тепло, %	-	65-53	50	-	38-35
Коэффициент использования тепла топлива, %	30-36	84-86	84-86	50-55	86-88

Показатель	Тип ТЭЦ и режим работы				
	Паровая		ГТУ	ПГУ	
	Конден- сационны й	Комби- нированны й	Комби- нированны й	Конден- сационны й	Комби- нированны й
Отношение электрической и тепловой мощности	-	0,5-0,62	0,68-0,72	-	1,2-1,4
Доля газотурбинной мощности	0		1,0	0,67	0,75

Широкое использование газотурбинных и парогазовых технологий на газовых ТЭЦ существенно изменяет их технико-экономические показатели и превращает их в коммерчески привлекательные предприятия.

Совершенствование угольных ТЭЦ с помощью технически ясных мероприятий также может существенно улучшить их экономичность.

Совершенствование технологий комбинированного производства электроэнергии и тепла является важной составляющей укрепления теплофикации в новых экономических условиях. И здесь необходимо использовать как традиционные решения для повышения энергоэффективности, так и новые технологии позволяющие существенно повысить привлекательность комбинированного производства тепловой и электрической энергии [6, 10].

Целью диссертационной работы является совершенствование тепловых схем ТЭЦ, в том числе с использованием парогазовых технологий для повышения эффективности их работы.

В работе решались следующие основные задачи:

1. Анализ традиционных схем ТЭЦ и методов повышения их эффективности;

2. Анализ возможностей изменения тепловых схем ТЭЦ при использовании ГТУ надстроек;

3. Анализ и оценка эффективности ПГУ ТЭЦ.

Для решения поставленных задач были выполнены:

1. Обзор тепловых схем ТЭЦ традиционных и перспективных;

2. Оценка энергоэффективности работы традиционных тепловых схем и ГТУ надстроек;

3. Оценка эффективности ПГУ ТЭЦ в зависимости от параметров и состава оборудования.

Основные положения работы докладывались на конференции магистрантов в АУЭС. По материалам диссертации автором опубликована статья.

Диссертация состоит из введения, трех глав, заключения, списка литературы и приложений.

1. Анализ тепловых схем ТЭЦ и методов повышения их эффективности

1.1 Анализ традиционных схем ТЭЦ и методов повышения их эффективности.

Централизованное теплоснабжение от ТЭЦ является основным источником теплоты для промпредприятий и ЖКХ в Казахстане. Исследования проведенные в ВТИ, МЭИ, СПбГПУ, АУЭС подтвердили, что несмотря на многие проблемы – централизованное теплоснабжение от ТЭЦ в климатических условиях Казахстана и России должно и будет являться стабильным сектором энергетического рынка.

Кроме того, за рубежом при высоких ценах на топливо в последние годы теплофикация также широко применяется и пользуется репутацией безопасного, надежного, экономичного и экологически привлекательного способа снабжения теплом населения, примером тому могут служить Скандинавские страны.

Повышение эффективности традиционных схем ТЭЦ может быть достигнуто путем совершенствования технологии и модернизации оборудования ТЭЦ [9, 11, 12].

Для действующих ТЭЦ особую роль играют малозатратные технические мероприятия, к которым, в первую очередь, относятся мероприятия по снижению потерь тепла в конденсаторе турбин, оптимизация режимов эксплуатации паровых турбин и их тепловых схем, а также ТЭЦ в целом.

Для теплофикационных паровых турбин можно предложить новую концепцию организации режимов работы турбоустановок по тепловому графику и комплекс технических мероприятий для ее реализации за счет обнаруженного и количественно оцененного эффекта самоохлаждения проточной части турбин за счет обратных токов [12, 13, 14]. Предлагаемые решения предусматривают:

- предельное (до технически достижимого уровня) снижение вентиляционного пропуска пара в часть низкого давления (ЧНД) путем модернизации регулирующей диафрагмы (РД);

- равномерное охлаждение пара, выходящего из последней ступени, мелкодисперсной влагой за счет применения специальной форсуночной системы, питаемой перегретым конденсатом;

- модернизацию системы ввода в конденсатор пароводяных потоков, поступающих в него помимо проточной части низкого давления, с целью повышения деаэрационной способности конденсатора, полезного использования теплоты этих потоков и снижения их влияния на эрозию выходных кромок рабочих лопаток последних ступеней турбин;

- работу турбоустановок с максимально глубоким вакуумом в конденсаторе (т. е. охлаждением его циркуляционной водой).

С этой целью разработаны предложения по повышению эффективности работы как системы отсоса паровоздушной смеси из конденсатора и сетевых подогревателей, так и собственно основных эжекторов [12].

Значительной экономии тепла можно достичь за счет уплотнения регулирующей диафрагмы (РД), при этом ее пропускная способность в закрытом положении снижается во много раз и не превышает 3–4 т/ч (на один поток ЧНД) при атмосферном давлении в камере нижнего теплофикационного отбора. Это подтверждено многочисленными экспериментальными данными [13, 14, 15] по турбинам практически всех типов мощностью от 25 до 185 МВт. Экспериментальные данные, полученные специалистами ВТИ представлены на рисунке 1.

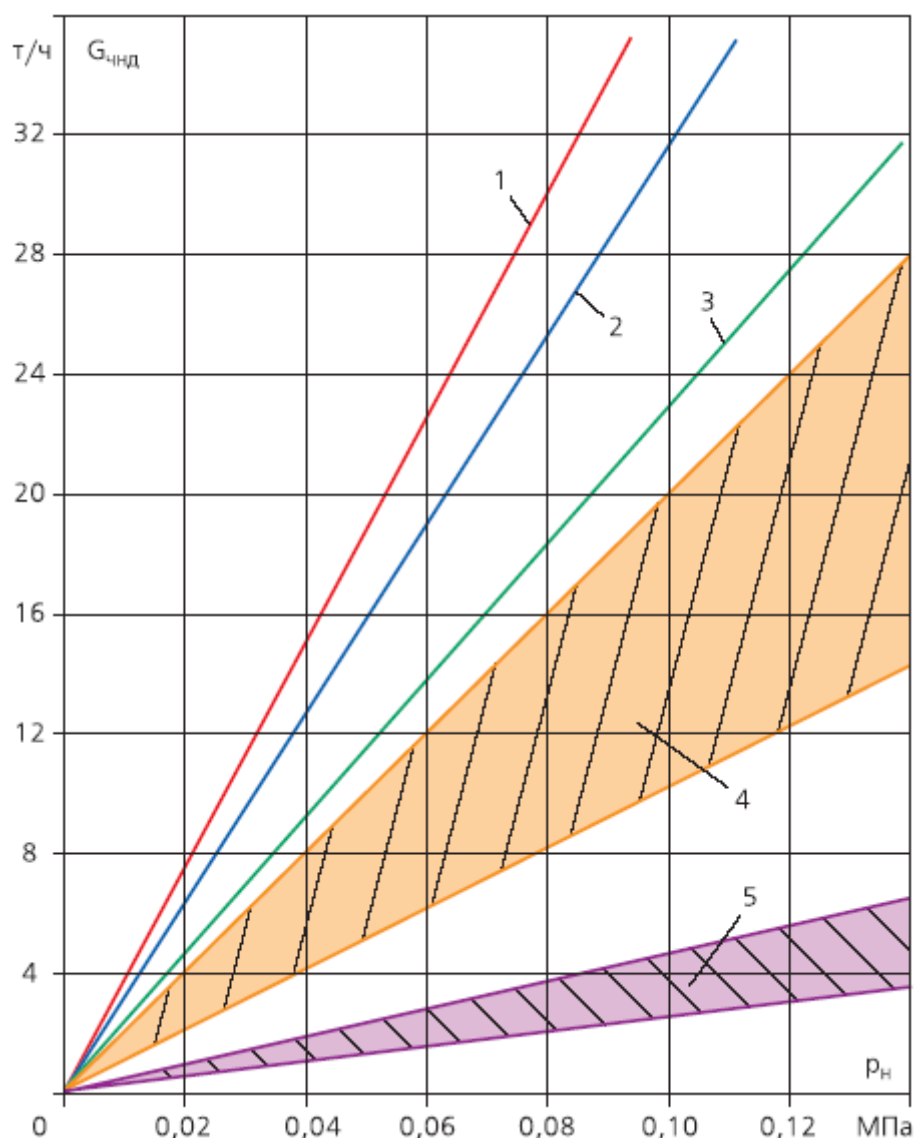


Рисунок 1. Осредненные экспериментальные данные по расходу пара в один поток ЧНД через закрытую регулирующую диафрагму:

1–4 – до уплотнения РД (1 – турбина Т-180-130, 2 – ПТ-80-130, 3 – ПТ-135-130, 4 – Т-100-130 и Т-50-130 по двенадцати турбинам); 5 – после уплотнения РД (по 30 турбинам различного типа мощностью 25–185 МВт)

Промышленные испытания и длительный опыт эксплуатации нескольких десятков различных турбин (с длиной последних рабочих лопаток до 830 мм включительно) показали высокую эффективность внедрения разработанного комплекса мероприятий, позволяющих увеличить нагрузку теплофикационных отборов (по сравнению с номинальной) на величину до 5–15 % и более (рисунок 2), реально минимизировать потери тепла в конденсаторе и довести их до уровня, практически не влияющего на экономичность теплофикационной турбоустановки [12]. Важно отметить, что эффект при этом достигается без снижения надежности, маневренности и располагаемой мощности турбин.

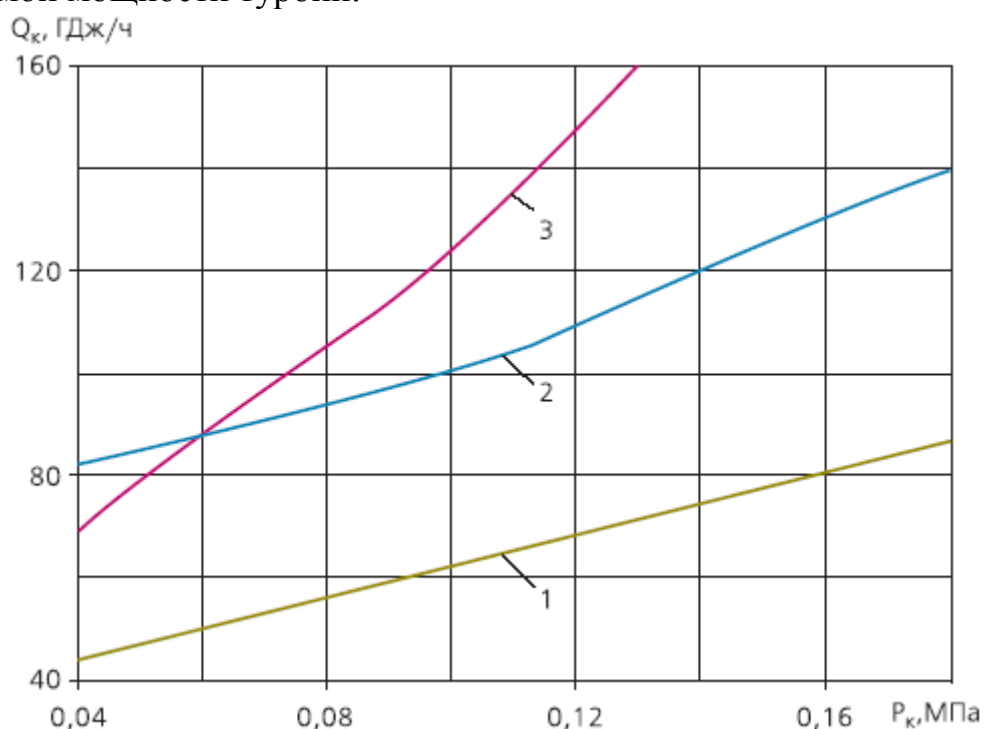


Рисунок 2. Эффективности реализации мероприятий по снижению потерь тепла в конденсаторах (ΔQ_k – экономия тепла, P_k – давление в нижнем отборе)

1 – турбина Т-100-130 ТМЗ; 2 – Т-185-130 ТМЗ; 3 – Т-180-130 ЛМЗ

Для теплофикационных циклов ТЭЦ в самом конденсаторе возможно полезное использование тепла, если в нем имеется встроенный пучок, в котором подогревается холодная подпиточная вода (параллельно с охлаждением основных пучков циркуляционной водой). Для этого часть встроенного пучка выделяется в отдельную технологическую секцию за счет установки специальных кожухов, а потоки пара и воды подаются под нее. Такое решение позволяет существенно повысить эффективность работы встроенного пучка и утилизировать значительное, более 70 %, количество тепла пароводяных потоков.

В ряде случаев для повышения эффективности в конденсаторе можно подогревать питьевую воду в системах водоснабжения городов, перед подачей потребителю.

Анализ работы ТЭЦ Казахстана показывает, что значительное их количество длительное время работают по электрическому графику ввиду отсутствия достаточных объемов тепловой нагрузки и значительной электрической нагрузки, даже в зимний период, когда заданные величины тепловой и электрической нагрузок обеспечиваются соответствующими расходами свежего пара и в цилиндр низкого давления (ЦНД). Расход пара в ЦНД поддерживается путем изменения степени открытия регулирующих диафрагм.

Существующей конструкцией теплофикационных турбин с двухпоточными ЦНД предусматривается одновременное и синхронное управление РД потоков. В указанных условиях оба потока ЦНД работают с частичными расходами пара, а значит и с пониженной экономичностью.

Сегодня накоплено значительное количество данных детальных исследований как экспериментальных, так и расчетных (квазипространственная методика) которые показывают, что в результате существенной нелинейности фактических энергетических характеристик ЦНД в таких режимах может быть получено значительное увеличение мощности турбины путем перераспределения расхода пара между потоками ЦНД [12, 14]. Это обеспечивается организацией раздельного управления регулируемыми диафрагмами каждого потока ЦНД. Наибольший эффект, как правило, имеет место при максимально неравномерном распределении расходов пара по потокам, в случае реализации принципа последовательного открытия РД и составляет по приросту суммарной мощности ЦНД до 1,5–2,5 % от номинальной мощности турбины.

Осуществление раздельного управления РД требует изменений в конструкции турбины (установки дополнительного сервомотора) и в способе регулирования. При этом весьма перспективным представляется переход от гидравлического к электрическому приводу для управления открытием РД.

Для обеспечения надежности и экономичности при работе по тепловому графику важное значение играет давление в конденсаторе, которое прямо влияет на вибрационные напряжения в рабочих лопатках, эрозию их выходных кромок, вентиляционные потери мощности, разогрев выходной части, деаэрирующую способность конденсатора. Такие режимы зависят в основном от условий работы воздухоудаляющего устройства и величины присосов воздуха. Для углубления вакуума весьма эффективным оказывается разделение отсоса паровоздушной смеси (ПВС), удаляемой из собственно конденсатора и регенеративных и сетевых подогревателей. Разделение дает возможность исключить поступление воздуха в конденсатор из зоны нижнего теплофикационного отбора (его расход по данным натурных исследований может составлять более половины всех присосов) и снизить давление в нем в реальных условиях на 0,3–0,5 кПа. Кроме того, за счет применения

предвключенного охладителя отсоса снижаются потери тепла на 0,5–0,6 Гкал/ч. Еще одно предложение [12, 13] – установка на линии отсоса ПВС из конденсатора дополнительных воздухоохладителей, что позволяет уменьшить давление в конденсаторе на 0,5–0,8 кПа. Одновременно, если в охладители подается сырая подпиточная вода, может быть полезно использовано определенное количество тепла.

Достаточно серьезные проблемы возникают сегодня на многих ТЭЦ Казахстана с эксплуатацией турбин типа ПТ. Это связано со значительным сокращением потребления пара производственного отбора из за спада промышленного производства в районе размещения ТЭЦ. В ряде работ [8, 12, 15] предложено изменить принцип работы регулирования турбин типа ПТ. Отпуск пара производственного отбора, как правило, осуществляться при полностью открытых регулирующих клапанах (РК) части среднего давления (ЧСД) и поддерживаться с помощью специального регулирующего устройства, установленного на паропроводе отбора, и только в случае его полного открытия в работу должны вступать РК ЧСД. Заданный отпуск тепла из теплофикационных отборов должен управляться регулирующими диафрагмами ЧНД, а при полном их закрытии (в режимах работы по тепловому графику) – регулирующими клапанами части высокого давления (ЧВД). При работе по рассмотренному принципу отсутствует прямая связь отпуска пара производственного отбора с расходом свежего пара (такая связь осуществляется косвенно через заданные значения теплофикационной и/или электрической нагрузок). Это позволит в случае уменьшения производственного отбора исключить неоправданное ограничение расходов пара в ЧВД и ЧСД и обеспечит поддержание указанных расходов на максимально возможном уровне, соответствующем заданным графикам тепловой и электрической нагрузок.

Эффективность предложенного решения возрастает с увеличением допустимого расхода пара в ЧСД, что возможно осуществить либо за счет повышения предельного давления за ЧВД (в камере производственного отбора), либо путем модернизации ЧСД. Так, например, для турбин типа ПТ-60 и ПТ-80 ЛМЗ указанные варианты прошли опытную проверку, которая показала возможность увеличения максимального расхода пара в ЧСД на 15–20 % без снижения надежности их работы [12].

Теплофикационные турбины в отличие от конденсационных имеют широкий спектр режимов работы в зависимости от расхода свежего пара, тепловой нагрузки, давлений в регулируемых отборах, расхода и начальной температуры подогреваемой сетевой воды, условий охлаждения конденсатора и другие. Поэтому экономичность таких турбин также существенно переменная, что предопределяет необходимость оптимизации режимов эксплуатации отдельных турбоустановок и ТЭЦ в целом. Оптимизация загрузки агрегатов ТЭЦ позволяет сэкономить до 10-15 % топлива, однако эта задача осложнена в ряде случаев нежеланием самих станций, поскольку потребует серьезного улучшения уровня управления на ТЭЦ.

В период частичных тепловых нагрузок энергетическая эффективность дополнительной конденсационной мощности, получаемой на теплофикационных турбинах, оказывается существенно большей, чем на чисто конденсационных с аналогичными параметрами свежего пара. В частности при давлении $P_0=130$ кгс/см² и температуре $t_0=555$ °С даже для турбин без промперегрева можно получить от 2 до 2,2 Гкал/МВт*ч (турбина Т-50-130) до 1,9 Гкал/МВт*ч (турбина Т-185-130). Подобный уровень делает указанную дополнительную мощность вполне конкурентоспособной на рынке электроэнергии (по крайней мере, в пиковые периоды суток).

Энергетическая эффективность пиковой мощности, получаемой в период максимальных тепловых нагрузок (когда включены ПВК) за счет открытия РД ЧНД и соответствующего уменьшения отпуска тепла из теплофикационных отборов, существенно различна для турбоустановок разного типа, а ее величина в значительной мере зависит от расхода W и начальной температуры t_2 подогреваемой сетевой воды. Если расход воды W составляет менее 40–50 % от номинального, то такой способ может стать достаточно эффективным.

При получении дополнительной и пиковой мощности оптимальному принципу организации режимов работы группы турбоустановок отвечает последовательное увеличение их мощности (последовательное открытие РД). Такой принцип позволяет даже для однотипных турбин по сравнению с равномерным распределением нагрузок получить существенную экономию тепла и топлива (до 1–2,5 % от их расхода на выработку электроэнергии). При этом в первую очередь должны нагружаться турбины, имеющие наибольший уровень вентиляционного пропуска пара в ЧНД через закрытые РД. Такой способ экономии тепла может быть достаточно эффективным, однако персонал ТЭЦ практически не использует данный подход и загружает турбины в произвольном порядке.

Значительный экономический эффект может быть получен за счет оптимального снижения электрической нагрузки на отдельных турбоустановках. Это относится не только к разнотипным турбинам, но и турбинам одного типа, работающим с идентичными W и t_2 .

В период работы ТЭЦ по тепловому графику с включенными пиковыми водогрейными котлами может оказаться целесообразным отключение регенеративных подогревателей теплофикационных турбин, в частности, ПВД. Это позволяет увеличить нагрузку теплофикационных отборов, а в ряде случаев (при наличии запаса по паропроизводительности энергетических котлов) и электрическую мощность. Эффективность такого решения зависит от расхода воды через сетевые подогреватели, ее начальной температуры и особенно сильно – от пропускной способности закрытых РД ЧНД. Связано это с влиянием перечисленных факторов на расход пара в ЧНД (т. е. потери тепла в конденсаторе), а значит и на величину возможного прироста отпуска тепла из отборов при отключении ПВД. Для теплофикационных турбин, имеющих уплотненные регулирующие диафрагмы ЧНД, работа с

отключенными ПВД в указанных выше условиях дает, как правило, положительный экономический эффект.

Как видим, плотность регулирующих диафрагм имеет большое значение для повышения эффективности теплофикационных турбоустановок и ТЭЦ.

В настоящее время обеспечение приемлемых технико-экономических показателей ТЭЦ в России осложняется новыми экономическими условиями, в частности, необходимостью поставки электроэнергии на оптовый рынок электроэнергии и мощности (НОРЭМ). Отбор электростанций для поставки электрической энергии на оптовый рынок осуществляется путем загрузки в первую очередь наиболее экономичных генерирующих предприятий на основании анализа удельных расходов топлива на производство электроэнергии. Несомненно, это мероприятие оправдано для конденсационных станций, однако для теплоэлектроцентралей (ТЭЦ) набор максимальной электрической мощности за счет дополнительного пропуска пара в конденсаторы теплофикационных турбин приводит к значительному перерасходу топлива. Опыт эксплуатации наглядно показывает, что технико-экономические показатели большинства ТЭЦ, существенно ухудшились после начала функционирования нового оптового рынка [11, 12].

Ситуация осложняется значительным возрастанием стоимости электроэнергии на балансирующем рынке в моменты наибольшего спроса (электропотребления), особенно при превышении запланированных объемов поставки генерации. В подобных случаях стоимость за 1 кВт·ч поставляемой на оптовый рынок электроэнергии существенно увеличивается, а в периоды наименьшего электропотребления, соответственно, снижается до минимума.

В Казахстане данная проблема сейчас не стоит, поскольку действует система предельного уровня тарифа, но начиная с 2016 г. и в Казахстане возможно формирование оптового рынка и тогда ТЭЦ окажутся в тяжелых условиях.

Стоимость электроэнергии является определяющим показателем при планировании диспетчерских графиков генерации электрической энергии и обуславливает пики вырабатываемой на ТЭЦ электрической мощности, обеспечиваемой за счет максимального пропуска пара в конденсаторы теплофикационных турбоустановок. В ряде случаев покрытие задаваемых системным оператором пиковых электрических нагрузок осуществляется в ущерб теплофикационной нагрузке ТЭЦ за счет снижения отбора пара на сетевые подогреватели теплофикационных турбин и замещения дефицита теплотой от пиковых водогрейных котлов, а также включением редуцирующе-охлаждающих установок (РОУ), что негативно сказывается на технико-экономических показателях ТЭЦ и приводит к перерасходу топлива, в ряде случаев более дорогого мазута.

Однако, даже для самых неэкономичных режимов работы теплоэлектроцентралей топливная составляющая компенсируется возрастающей в пиковых режимах стоимостью электрической энергии.

Проведенные в [11] для Ульяновской ТЭЦ-1 расчеты показывают, что стоимость топлива, затраченного для выработки пиковой электрической мощности за счет дополнительного пропуска пара в конденсаторы турбин, примерно сопоставима с доходом, получаемым энергопредприятием от реализации этого дополнительного количества электрической энергии по базовой цене.

Следовательно, при возрастании стоимости электрической энергии относительно базовой в моменты наибольшего энергопотребления прибыль генерирующей компании возрастает в зависимости от цены одного мегаватт-часа на балансирующем рынке.

Безусловно, эксплуатация ТЭЦ в пиковых режимах приводит к снижению экономии топлива и эффективности теплофикации. Таким образом, в современных экономических условиях необходима разработка и внедрение новых энергосберегающих технологий, позволяющих максимально использовать преимущества теплофикации.

По мнению авторов [11, 12], наиболее обоснованным в условиях дефицита инвестиций является поиск и реализация решений, не требующих значительных материальных затрат, и, в первую очередь, направленных на оптимизацию режимов работы ТЭЦ. Для ТЭЦ с открытыми системами теплоснабжения, для которых характерны значительные расходы подпиточной воды, достигающие нескольких тысяч тонн в час, и имеющих достаточное количество аккумуляторных баков для создания запаса подпиточной воды, возможно снижение доли конденсационной выработки электроэнергии во время несения станцией максимальной электрической нагрузки.

Как правило, подобные теплоэлектроцентрали работают по следующей схеме: в ночное время, когда расход подпиточной воды теплосети минимален, происходит интенсивное заполнение баков аккумуляторов деаэрированной подпиточной водой за счет увеличения производительности водоподготовительной установки. Подобная технология была оправдана в советское время, т.к. для надежного теплоснабжения потребителей требовалось значительное количество подпиточной воды, расход которой в часы максимального водопотребления зачастую превышал максимальную производительность водоподготовительной установки. В настоящее время описанная выше схема утратила свою актуальность по причине значительного снижения расхода подпиточной воды.

Как правило, на ТЭЦ значительные расходы исходной подпиточной воды подогреваются во встроенных пучках конденсаторов теплофикационных турбин, что позволяет вырабатывать наибольшее количество электроэнергии на тепловом потреблении, а следовательно, существенно экономить первичные энергоносители. Именно для таких станций целесообразно организовать режим работы водоподготовительной установки приготовления подпиточной воды теплосети таким образом, чтобы в ночное время, когда электрическая нагрузка станции минимальна и определяется тепловой

нагрузкой, расход исходной подпиточной воды через встроенные пучки конденсаторов турбин также был минимальным.

Подобная схема работы позволяет сохранить полезную емкость аккумуляторных баков для дальнейшего их заполнения в часы, приходящиеся на период несения станцией максимальной электрической мощности. Проведенные для реальных условий работы Ульяновской ТЭЦ-1 расчеты показывают, что при имеющейся полезной емкости установленных аккумуляторных баков, равной 21 тыс. м³, и увеличении расхода подпиточной воды на 2000 м³/ч электростанция может работать в режиме заполнения более 10 ч.

При этом дополнительная мощность, вырабатываемая турбоустановкой с турбиной типа Т-100-130 на тепловом потреблении, превышает 9 МВт. Для обеспечения своевременной разрядки аккумуляторных баков потребуется соответствующее снижение производительности водоподготовительной установки одновременно со снижением электрической мощности станции. Следует отметить, что средняя продолжительность несения максимальной электрической нагрузки составляет от двух до шести часов в сутки, поэтому разрядка баков-аккумуляторов до минимальных значений вполне осуществима в условиях эксплуатации ТЭЦ.

Единственным недостатком предложенного режима работы является необходимость периодического изменения производительности водоподготовительной установки, однако на тепловых электростанциях, не имеющих установок умягчения подпиточной воды и ограничивающихся декарбонизацией совместно с вводом ингибиторов отложений минеральных солей, организация данного режима не представляет затруднений.

Особенностью решения, позволяющего наиболее полно использовать теплоту отработавшего пара турбин, является использование в качестве охлаждающей среды конденсаторов турбин питьевой воды системы централизованного холодного водоснабжения перед подачей потребителям. Реализация предложенного решения осуществляется путем включения встроенного пучка конденсатора паровой турбины по охлаждающей среде в трубопровод питьевой воды системы централизованного холодного водоснабжения перед подачей потребителям и предполагает регулируемый подогрев этой воды до 20 °С.

Причем регулируемый подогрев питьевой воды системы централизованного холодного водоснабжения в конденсаторе паровой турбины перед подачей потребителям производится в течение всего года при использовании артезианских источников холодного водоснабжения и в течение холодного времени года - при водозаборе из поверхностных водоемов. Одним из основных достоинств предложенной технологии охлаждения конденсаторов турбин ТЭЦ является существенное повышение тепловой экономичности электростанции, достигаемое за счет увеличения выработки электроэнергии на тепловом потреблении при одновременном

снижении расхода теплоты на подогрев воды системы горячего водоснабжения как открытых, так и закрытых систем теплоснабжения.

Кроме подпиточной воды, тепловые аккумуляторы могут использоваться и для сетевой воды.

В периоды высоких цен на электроэнергию производство тепла может быть снижено, а недостаток тепла может быть восполнен из аккумулятора. В периоды с низкими ценами на электроэнергию, например ночью, тепло может производиться с наименьшими затратами и храниться в аккумуляторе. Кроме того, может быть снижена максимальная мощность при использовании аккумулятора в "самые холодные дни".

Расчеты показывают, что с одной турбины Т-120/130-130 можно получить до 10 МВт пиковой мощности. При разнице вечернего и ночного тарифа по производству электроэнергии в 8 тенге/кВт*ч и продолжительности действия вечернего тарифа 3 часа экономический эффект составит порядка 85 млн.тенге в год в расчете на одну турбину. Стоимость теплового аккумулятора емкостью 60 тыс.м³ составляет 1780 млн.тенге. Таким образом, срок окупаемости теплового аккумулятора для ТЭЦ-2 г.Астаны составит чуть более 4-х лет.

1.2 Анализ возможностей изменения тепловых схем ТЭЦ при использовании ГТУ надстроек

Одним из эффективных направлений использования существующих и проектируемых газотурбинных установок с температурой газа перед газовой турбиной до 1200°С и электрическим КПД до 38% является техническое перевооружение существующих ТЭЦ, установленная мощность которых значительна, с переводом их работы по парогазовому циклу. Наряду с созданием современных отопительных парогазовых установок на базе зарубежных ГТУ большой мощности, актуальной является задача реконструкции существующих ТЭЦ с использованием газотурбинных установок средней мощности 25-50 МВт.

Реконструкция действующих ТЭЦ должна сопровождаться увеличением уровня загрузки в течение всего года с повышением выработки электроэнергии на тепловом потреблении, ростом конкурентоспособности реконструируемого или модернизируемого оборудования, в том числе и в конденсационном режиме. Обеспечить эти условия можно путем газотурбинной надстройки существующей паротурбинной части, если оборудование имеет достаточный ресурс [13, 15, 16, 17].

Этот вариант обеспечивает существенное увеличение выработки электроэнергии на тепловом потреблении при минимальных капиталовложениях.

Такая реконструкция может производиться несколькими способами:

- 1) надстройка с котлами–утилизаторами (бинарного типа или по параллельной схеме);
- 2) надстройка с вытеснением системы регенерации;

3) надстройка со сбросом газов в котел.

Выбор варианта реконструкции в каждом конкретном случае должен определяться исходя из реальных условий эксплуатации и обеспечения экономической эффективности проекта.

Реконструкция с вытеснением системы регенерации или со сбросом газов в котел является менее эффективной с точки зрения электрического КПД станции (42-44% и 46–48% соответственно). Эти варианты существенно уступают при прочих равных условиях парогазовым установкам с котлами-утилизаторами (ПГУ с КУ), электрический КПД которых может достигать 60% при работе по конденсационному циклу. В силу более низкой эффективности, а также сложности реконструкции варианты 2 и 3 не нашли широкого применения. В таблице 1 представлено влияние бинарности на эффективность комбинированного цикла [18].

Таблица 1. Влияние бинарности на КПД ПГУ

Доля тепла, подводимого в ГТУ	КПД ГТУ	КПД ПСУ	КПД ПГУ
1	0,32	0,30	0,52
1	0,36	0,32	0,57
1	0,36	0,36	0,59
1	0,38	0,38	0,61
0,3	0,32	0,41	0,47
0,4	0,32	0,41	0,49
0,3	0,36	0,41	0,48
0,4	0,36	0,41	0,50
0,3	0,36	0,45	0,51
0,4	0,36	0,45	0,53

Среди всех возможных тепловых схем парогазовая установка с котлами–утилизаторами - наиболее перспективная. Она отличается простотой и высокой эффективностью производства электрической и тепловой энергии [19]. Такой вариант реконструкции может использоваться как при введении паровой турбины в состав ПГУ в виде моноблока или дубль–блока (две ГТУ и одна паровая турбина), так и при работе на станции с поперечными связями. В этом случае пар с котла–утилизатора поступает в общестанционную магистраль без привязки к конкретной паровой турбине. При реализации такого варианта реконструкции возникает проблема с подбором газовых турбин, так как паровая турбина (турбины) уже существует и параметры пара оказываются регламентированными. В этом случае в качестве критериев подбора оборудования можно назвать следующие:

– котлы–утилизаторы должны производить достаточное количество пара с соответствующими параметрами;

– параметры газов за газовой турбиной должны обеспечивать возможность генерации пара с необходимыми параметрами в течение всего года, желательно без дожигания топлива в котле–утилизаторе;

– использование существующих паровых турбин в схеме ПГУ предполагает отключение регенеративных отборов. При этом расход острого пара на паровую турбину и мощность самой турбины, при сохранении уровня тепловой нагрузки и параметров регулируемых отборов, уменьшается приблизительно на 20–25%.

Анализ различных вариантов ПГУ с КУ [18, 19] показывает, что доля газотурбинной мощности в составе общей электрической мощности ПГУ (брутто) составляет 65–70% для ПГУ в конденсационном режиме и более 70% для ПГУ, работающих по тепловому графику. Таким образом, параметры и характеристики уже установленных на ТЭЦ паровых турбин определяют характеристики газотурбинных установок, пригодных для надстройки.

Увеличение мощности и выработки электроэнергии при парогазовой надстройке происходит за счет ввода ГТУ, а в ряде случаев и вследствие дополнительного повышения мощности паровых турбин за счет вытеснения регенеративных отборов. При этом, в случае сохранения заданного расхода пара в голову турбины, что и до надстройки ГТУ, снижается паропроизводительность энергетических котельных агрегатов (КА) станции вследствие выработки пара в котлах – утилизаторах (КУ) ГТУ. В результате может значительно снизиться удельный расход топлива на выработанную ТЭЦ электроэнергию.

При модернизации ТЭЦ с использованием газотурбинных надстроек нужно иметь в виду, что в зимний период работы они более экономичны, чем КЭС, но летом при работе практически на конденсационном режиме с КПД от 24 до 30 % значительно уступают им по экономичности и оказываются не конкурентоспособными на энергетическом рынке. Поэтому конденсационная выработка электроэнергии на ТЭЦ предельно ограничена и в результате в неотапительные периоды рабочая электрическая мощность турбоагрегатов ТЭЦ оказывается значительно ниже их установленной мощности.

В то же время, потери электроэнергии при ее транспорте к региональным потребителям от удаленных мощных КЭС, достигают 10-15 %, а при выработке электроэнергии на местных ТЭЦ и ее поставке по распределительным ЛЭП не превышают 10 %. Таким образом, если исходить из условия равенства удельных расходов топлива на электроэнергию, получаемую потребителями от КЭС и ТЭЦ, электрический КПД КЭС должен быть выше, чем на ТЭЦ лишь на 2,0 – 2,5 абсолютных процента. Это означает, что при уровне КПД большинства КЭС в 37 – 39%, для конкурентного выхода ТЭЦ на энергетический рынок по тепловой экономичности нужно, чтобы при работе в конденсационном режиме их электрический КПД был не ниже 35,0 – 36,5%.

В качестве примера применения ГТУ надстройки можно привести Уральскую ТЭЦ (АО «Жайыктеплоэнерго»).

Уральская ТЭЦ в составе АО «Жайыктеплоэнерго» является основным источником покрытия тепловых нагрузок города Уральска. ТЭЦ расположена в восточной части города на расстоянии 5 км от его центра, на правом берегу реки Урал в зоне резко континентального климата.

Мощность ТЭЦ до выполнения надстройки составляла:

а) установленная:

- электрическая - 30,0 МВт;
- тепловая - 938,0 Гкал/ч;
- в том числе по турбоагрегатам - 185,0 Гкал/ч;

б) располагаемая:

- электрическая - 30,0 МВт;
- тепловая (по отпуску тепла) - 774,6 Гкал/ч.

Режим работы станции - по тепловому графику с довыработкой электроэнергии по электрическому графику. Дефицит электрической мощности в энергосистеме города и области покрывался за счет перетоков из энергосистем России.

С установкой ГТУ мощностью 28,5 МВт и котла утилизатора 48 т/ч установленная мощность станции возросла до 58,5 МВт. Поскольку режим работы ПГУ был принят базовым, с весьма значительным числом часов работы в году, то к установке был принят только паровой котел-утилизатор, выработанный пар от которого направляется в коллектор свежего пара энергетических котлов Уральской ТЭЦ, с последующим его использованием в существующих паровых турбинах.

При этом пар от котла-утилизатора в количестве 48,0 т/ч вытесняет в равном количестве пар, производимый энергетическими котлами станции, при практически любых возможных режимах совместной работы ПГУ и ТЭЦ, т.е. при любых тепловых и электрических нагрузках, что приводит к сокращению удельного расхода топлива на производство электроэнергии.

Таким образом, как в отопительный, так и в летний периоды парогазовая установка может быть полностью загружена с выдачей свежего пара в количестве 48,0 т/ч на коллектор Уральской ТЭЦ. Принятая на Уральской ТЭЦ надстройка эксплуатируется без байпасной дымовой трубы, т.е. не предусматривается отдельная работа газотурбинной установки без утилизации тепла уходящих отработанных газов. Не применяется, также, дополнительное сжигание газа в котле-утилизаторе, т.е. его паропроизводительность и в допустимых пределах, параметры, напрямую зависят от режима работы ГТУ.

Кроме того, поскольку потребителем свежего пара от котла-утилизатора является только технологический цикл Уральской ТЭЦ то, в силу этого обстоятельства, невозможна автономная работа устанавливаемой ГТУ.

Созданный замкнутый парогазовый технологический цикл позволил значительно повысить выработку электроэнергии, повысить эффективность работы тепловой станции (Таблица 2) и уменьшить удельные выбросы вредных веществ и тепла в окружающую среду.

Таблица 2 Производственные показатели Уральской ТЭЦ на 2012 г.

Наименование показателя	Един.изм.	Значение	
		по эксергетическому методу	по физическому методу
Выработка электроэнергии	тыс.кВт*ч	342656,40	342656,4
Отпуск электроэнергии	тыс.кВт*ч	287862,70	287862,702
Отпуск теплоэнергии	тыс.Гкал	1101,62	1101,618
Удельный расход электроэнергии на выработку электроэнергии	%	8,10	7,92
Расход электроэнергии на выработку электроэнергии	тыс.кВт*ч	27757,0	27153,63
Удельный расход электроэнергии на отпуск тепла	кВт*ч/Гкал	24,5	25,1
Расход электроэнергии на отпуск тепла	тыс.кВт*ч	27036,7	27640,07
Суммарный расход электроэнергии на собственные нужды	тыс.кВт*ч	54793,7	54793,7
Расход условного топлива на отпуск электроэнергии	тут	107262,48	83291,74
Удельный расход условного топлива на отпуск электроэнергии	г/кВт*ч	372,62	289,35
Расход условного топлива на отпуск теплоэнергии	тут	163715,03	187685,77
Удельный расход условного топлива на отпуск теплоэнергии	кг/Гкал	148,61	170,37
Суммарный расход топлива	тут	270977,51	270977,51

Модернизация станции ГТУ надстройкой позволила довести среднегодовой КПД станции по отпуску электроэнергии до 42 %, по отпуску тепла до 84 %, а коэффициент полезного использования топлива до 71,4 %.

Техническое перевооружение ТЭЦ путём реконструкции с организацией надстройки наиболее целесообразно производить по схеме с котлами-утилизаторами, работающими либо на общестанционную магистраль, либо с выделением паротурбинного оборудования в блочную схему. При расчете котла-утилизатора и выборе единичной мощности ГТУ необходимо учитывать, что система регенерации паровой турбины в блочной схеме отключается, и расход острого пара снижается при этом на 20-25% по сравнению с режимом работы по паротурбинному циклу.

Параметры газов за газовой турбиной ПГУ должны обеспечивать сохранение параметров пара перед паровой турбиной во всем диапазоне нагрузок и температур наружного воздуха, в противном случае, необходима организация дожигания топлива в котле-утилизаторе или перевод паротурбинной части ПГУ на скользящие параметры. При этом эффективность работы оборудования снижается.

Из представленных данных можно сделать вывод, что ГТУ надстройки для ТЭЦ – реальный путь повышения производства электроэнергии круглый год со значительно лучшими показателями по эффективности потребления топлива.

1.3 Анализ и оценка эффективности ПГУ ТЭЦ

В современных энергетических газотурбинных установках (ГТУ) большой мощности температура отработавших в турбине газов составляет 550–600 °С, а последних модификациях наиболее мощных турбин 600-620 °С. Их тепло может быть использовано для теплоснабжения или утилизировано в паровом цикле, повышая КПД комбинированной парогазовой установки до 55–58 %, реально полученные уже в настоящее время или до 60-62 % для перспективных схем и установок. Возможны и практически применяются различные сочетания газотурбинных и паровых турбинных циклов. Среди них доминируют бинарные с подводом всего тепла в камере сгорания ГТУ, выработкой пара высоких параметров в котле-утилизаторе за ГТУ и использованием его в паровой турбине. Они позволяют достичь высоких показателей не только при новом строительстве, но и при техническом перевооружении действующих ТЭЦ.

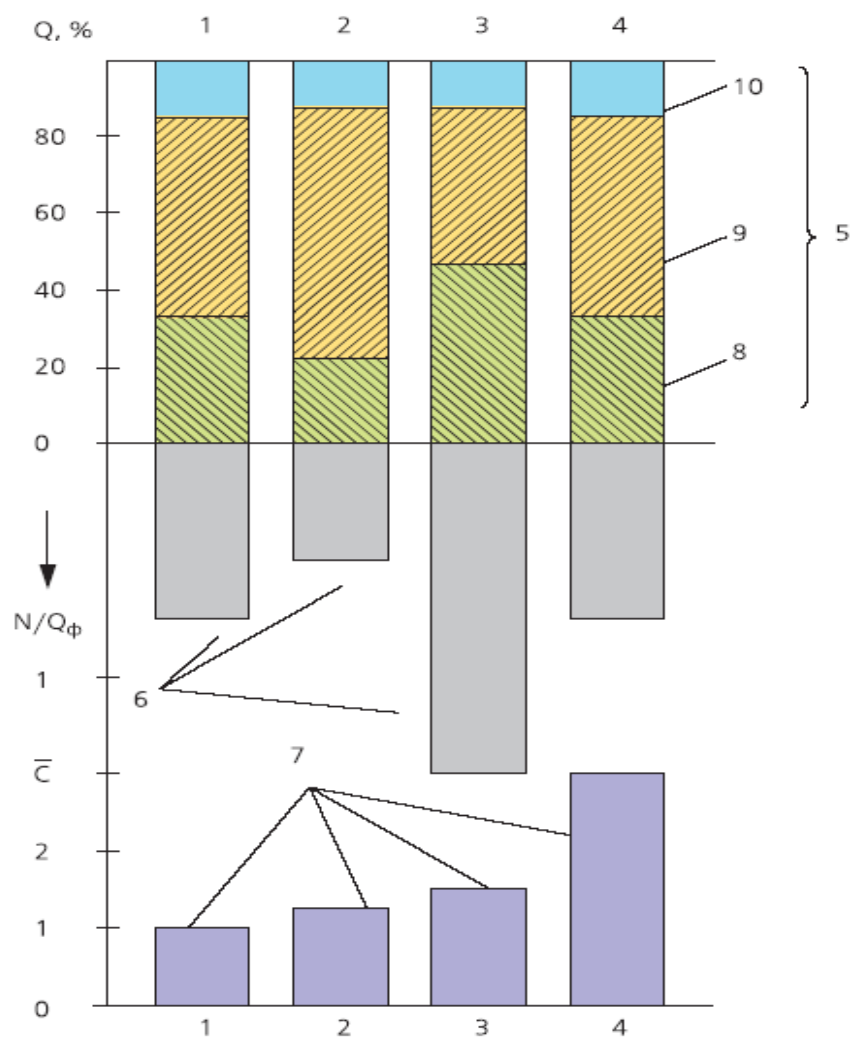


Рисунок 5. Энергетические балансы ТЭЦ разных типов.

1 – ГТУ-ТЭЦ; 2 – ГТУ-ТЭЦ с дожиганием топлива перед котлом-утилизатором (подогревателем сетевой воды); 3 – бинарная ПГУ-ТЭЦ (без дожигания); 4 – паровой энергоблок Т-250; 5 – баланс энергии (100 % – тепло топлива Q); 6 – выработка электроэнергии (N) на тепловом потреблении $Q_{\text{тф}}$ ($N/Q_{\text{тф}}$ безразмерное); 7 – относительная удельная стоимость (для газотурбинной ТЭЦ); 8 – доля вырабатываемой электроэнергии ($\text{КПД} = N/Q$); 9 – доля вырабатываемого тепла $Q_{\text{тф}}/Q$ [$7 + 8 = (N+Q_{\text{тф}})/Q$ – коэффициент использования тепла топлива]; 10 – потери.

Первая в России теплофикационная парогазовая установка (ПГУ) бинарного типа (ПГУ-450Т) эксплуатируется сейчас на Северо-Западной ТЭЦ в Санкт-Петербурге. Ее схема позволяет изменять в широких пределах соотношение между электрической и тепловой нагрузками, сохраняя общий высокий коэффициент использования тепла топлива (рисунок 3).

КПД энергетических блоков ПГУ-450Т ТЭЦ в конденсационном режиме составляет более 50 %, коэффициент использования топлива — более 85 %, а выработка электроэнергии на тепловом потреблении — более 1300 кВт×ч/Гкал [19, 20]. Блок ПГУ включает в себя:

- две газотурбинные установки типа V94.2 фирмы «Сименс», изготовленные СП «Интертурбо»;
- два котла-утилизатора производства ОАО «ЗиО-Подольск»;
- одну паровую турбину производства ОАО «ЛМЗ»;
- четырехступенчатую теплофикационную установку;
- вспомогательное оборудование и системы.

В таблице 3 представлены технико-экономические показатели бинарных ПГУ выпускаемых и разрабатываемых в России.

Таблица 3. Показатели бинарных ПГУ, разработанных в России

Показатель	ПГУ-80	ПГУ-325	ПГУ-450Т	ПГУ-450
<i>Газовая турбина</i>				
Разработчик изготовитель	НТК «Двигатели НК»	НПО «Машпроект»	«Сименс»	«Сименс»
Тип	НТК-37-1	ГТЭ-110	V94.2	V94.2
Мощность, МВт	30	107,5	166	145,8
Количество	2	2	2	2
<i>Паровая турбина</i>				
Изготовитель	Кировский завод	ЛМЗ		
Тип	T-20	K-110-7,5	T-170-7,8	
Мощность, МВт	20	107,3	170	
Количество	1	1	1	
<i>Котел</i>				
Изготовитель	БЗЭМ	ЗиО		
Тип	Двух барабанный	Двух барабанный	Двух барабанный	Двух барабанный
Число	2	2	2	2
<i>ПГУ</i>				
Мощность электрическая брутто, МВт	80	322,3	446	457,2
Отпуск тепла, Гкал/ч	42	0	350	0
Удельный расход топлива г.у.т/кВт*ч	252,7	234,26	142	239,9
КПД брутто, %	–	52,43	–	51,19
Расход пара ВД перед турбиной, т/ч	72	297,3	480	470

Показатель	ПГУ-80	ПГУ-325	ПГУ-450Т	ПГУ-450
Давление пара ВД перед турбиной, т/ч	4,0	7,2	8,0	8,0
Температура пара ВД за котлом, °С	430	498	515	515
Расход пара НД перед турбиной, т/ч	20	73,2	86	61
Давление пара НД за котлом, МПа	0,75	0,66	0,65	0,65
Температура пара НД за котлом, °С	205	245	205	225
Температура уходящих газов, °С	125	101	105	101

1.3.1 Парогазовый энергоблок ПГУ-450Т

Получение горячей сетевой воды, направляемой на отопление зданий, на ПГУ-ТЭЦ принципиально не отличается от ее получения на обычной ТЭЦ: пар соответствующего давления, греющий сетевую воду, отбирается от паровой турбины ПГУ и направляется в сетевые подогреватели. В них греющий пар конденсируется и передает тепло конденсации сетевой воде.

ТЭЦ работает на природном газе, а в качестве резервного топлива использует дизельное топливо. Она использует обратную систему технического водоснабжения с двумя градирнями (по одной на каждую очередь с площадью орошения по 3200 м²). Общий расход циркуляционной воды составляет 76 000 т/ч.

Энергоблок имеет низкие показатели удельных расходов условного топлива на отпуск электроэнергии : $b_e = 154,2$ г/(кВт·ч), а на отпуск тепла $b_T = 170$ кг/Гкал

На рисунке 6 показана структурная схема энергоблока ПГУ-450Т. Она выполнена по схеме дубль-блока: две одинаковые ГТУ типа V94.2 и паровая турбина приводят свои электрогенераторы. Таким образом, ПГУ является трехвальной.

Каждая из ГТУ имеет мощность 157 МВт. Ее компрессор со степенью сжатия $p_k = 11,1$ засасывает из атмосферы 509 кг/с воздуха и подает его в две камеры сгорания. С температурой 1100 °С газы поступают к газовой турбине и расширяются в ней, вырабатывая мощность для привода компрессора и электрогенератора.

Уходящие газы каждой из ГТУ с температурой 580 °С направляются в свой двухконтурный котел-утилизатор, который генерирует пар двух давлений: 8 и 0,65 МПа. От обоих котлов пар поступает в одну паровую

турбину ПТ. Пар высокого давления имеет температуру 515 °С, и он направляется на вход ЦВД паровой турбины. Пар низкого давления с температурой 200 °С подается в камеру ЦВД, расположенную за четыре ступени до выхода из него. Он сливается с потоком пара из ЧВД, и далее оба потока расширяются совместно в последних четырех ступенях ЦВД.

На выходе из ЦВД общий поток пара разделяется на два: первый поток пара направляется в теплофикационную установку (в верхний сетевой подогреватель горизонтального типа ПСГ-2) для нагрева сетевой воды, а второй поступает в двухпоточный ЦНД.

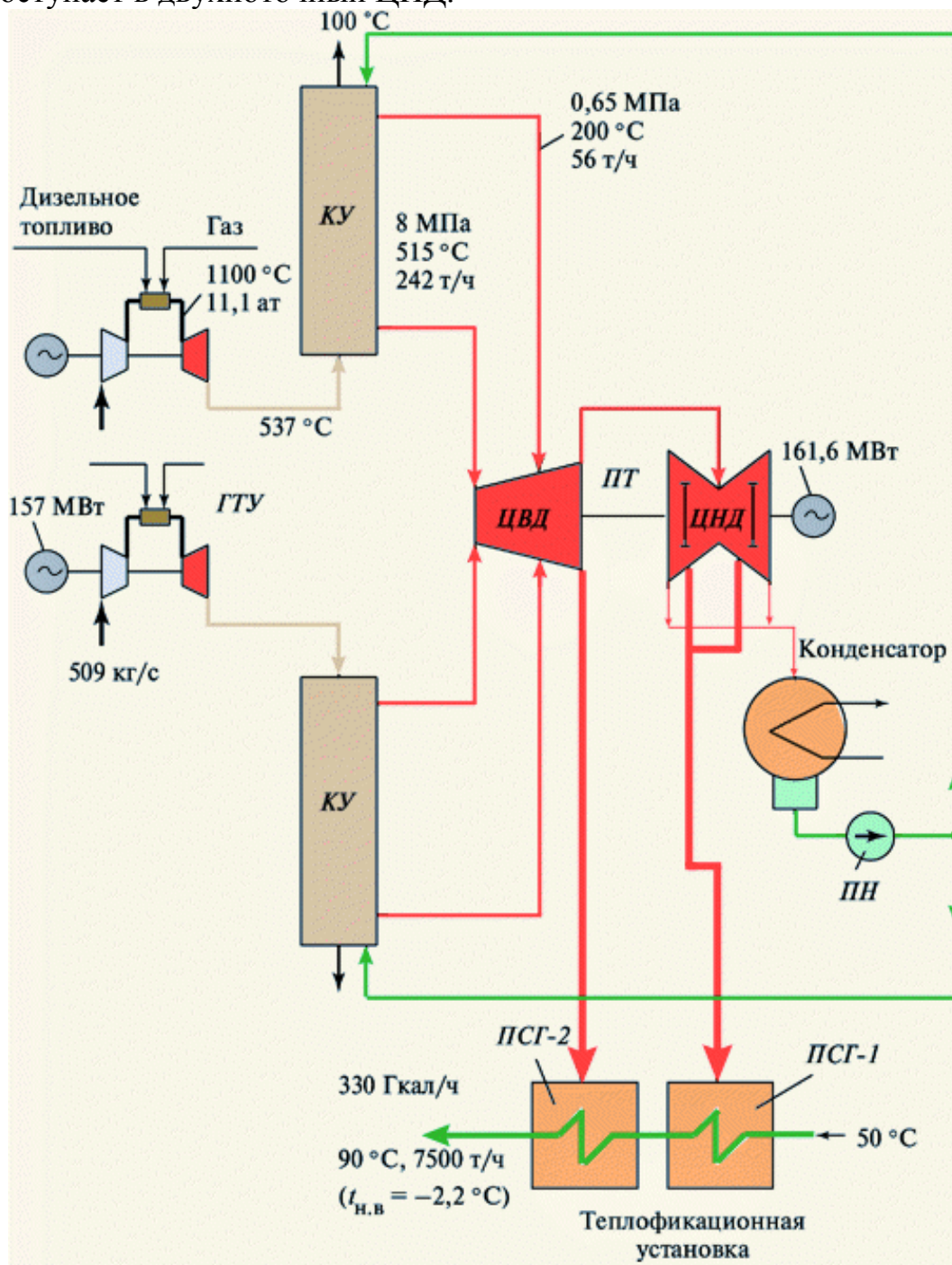


Рисунок 6. Структурная схема энергоблока ПГУ-450Т

В каждом из потоков ЦНД установлена регулирующая диафрагма, которая снова разделяет его на два потока. Первый из них поступает в нижний сетевой подогреватель ПСГ-1, а второй продолжает расширение в ЦНД (это так называемый конденсационный поток пара), и поступает в конденсатор. Образовавшийся конденсат питательным насосом разводится на входы котлов-утилизаторов.

На рисунке 7 показана принципиальная тепловая схема ПГУ-450Т.

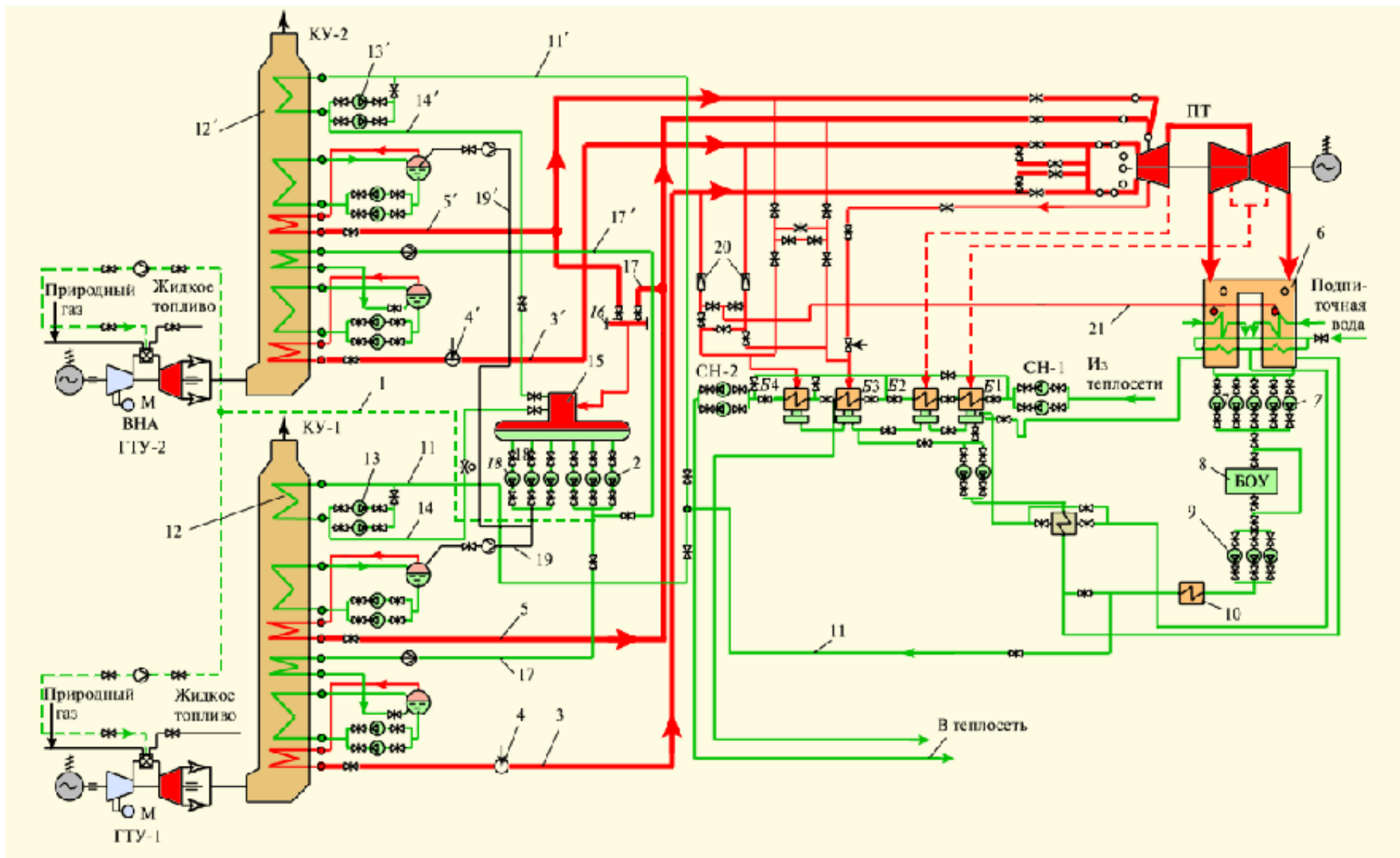


Рисунок 7. Принципиальная тепловая схема ПГУ-450Т

Особенностью тепловой схемы является то, что паровая турбина не имеет регенеративных отборов. Это связано с тем, что в КУ необходимо подать конденсат как можно более низкой температуры (но не ниже 60 °С) для уменьшения температуры уходящих газов КУ. Нагреть конденсат до 60 °С можно было бы с помощью отбора пара из ЦНД, однако это проще сделать с помощью рециркуляции конденсата из ГПК котла-утилизатора. Основные показатели работы паровой турбины Т-170-7,8 представлены в таблице 4.

Таблица 4. Основные расчетные технические характеристики паровой турбины Т-170-7,8

Номинальная мощность, МВт	158
Параметры свежего пара:	
давление, ат	77,5
температура, °С	510
расход, т/ч	475
Параметры пара низкого давления:	
давление, ат	6,3
температура, °С	195
расход, т/ч	108,1
Температура охлаждающей воды, °С	27
Расчетное давление в конденсаторе, ат	0,11
Максимальная тепловая нагрузка теплофикационной установки, МВт	450
Характеристика последней ступени:	
длина рабочей лопатки, мм	640
корневой диаметр, мм	1520
кольцевая площадь выхода пара, м ²	4,34
Длина турбины без генератора, м	16,7
Масса турбины (без конденсатора и вспомогательного оборудования), т	463
Масса конденсаторной группы, т	204

Теплофикационная установка энергоблока ПГУ-450Т представляет собой уникальную техническую разработку, не имеющую аналогов. Ее тепловая схема показана на рисунке 8.

Тракт сетевой воды выполнен так, что ее нагрев осуществляется в пределах машинного зала ТЭЦ без использования пиковых водогрейных котлов, обычно устанавливаемых на ТЭЦ в отдельном здании.

Обратная сетевая вода сетевыми насосами первого подъема СН-1 подается для нагрева в трубную систему четырех последовательно установленных сетевых подогревателей. В обычных условиях нагрев воды осуществляется в двух сетевых подогревателях горизонтального типа ПСГ-1 и ПСГ-2 конденсирующимся паром из теплофикационных отборов турбины.

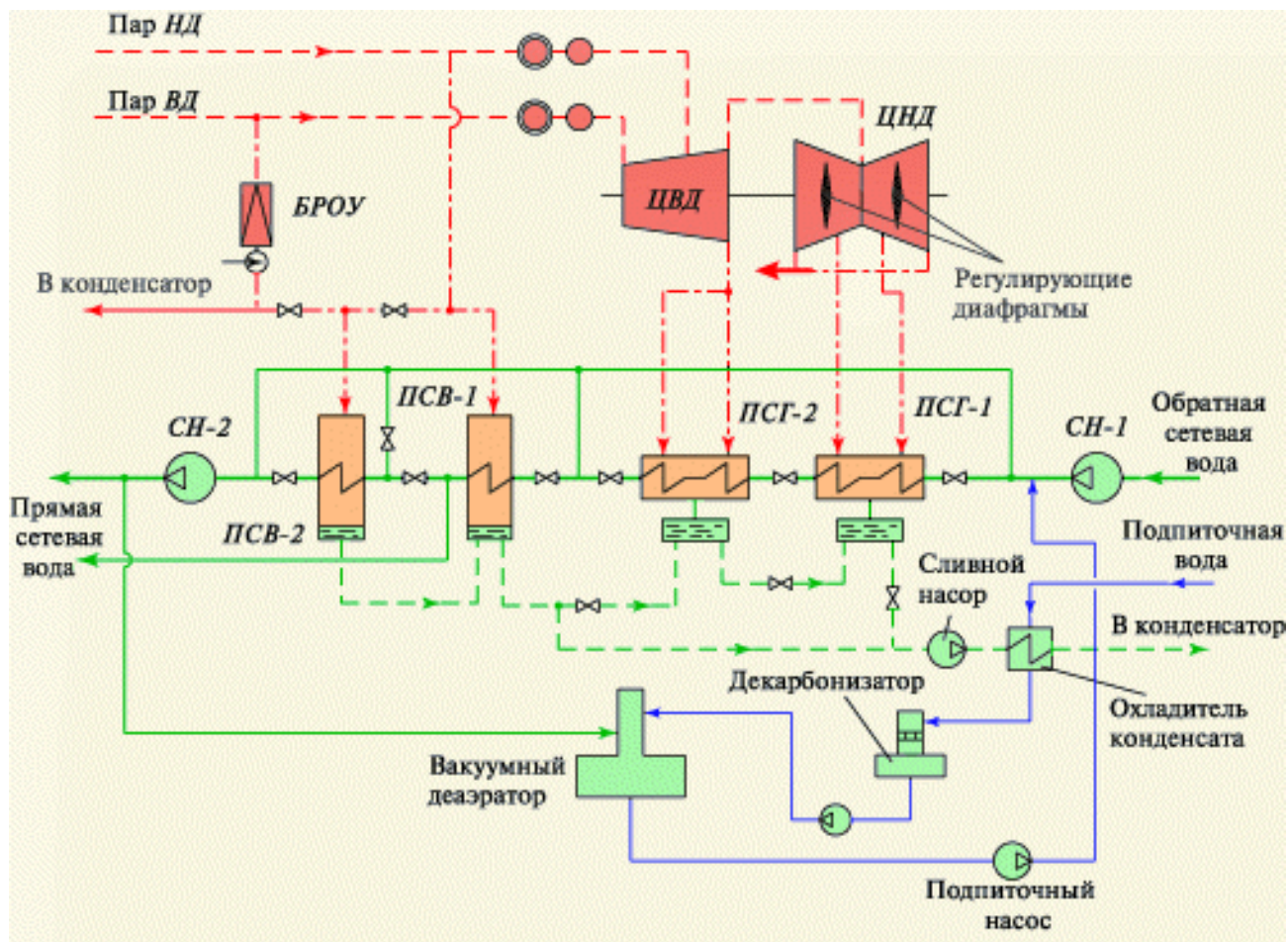


Рисунок 8. Принципиальная тепловая схема теплофикационной установки энергоблока ПГУ-450Т

В этих двух подогревателях сетевую воду можно нагреть до 100—115 °С. При холодной погоде для дополнительного нагрева сетевой воды в качестве пикового источника теплоты используется вертикальный сетевой подогреватель ПСК-1, который питается паром из контура НД котла-утилизатора. Расчетное давление в нем на номинальном режиме (таблица 1.1) составляет 0,62 МПа, что обеспечивает требуемую температуру прямой сетевой воды (150 °С). Этот же сетевой подогреватель может использоваться как конденсатор при пуске котла.

В тех случаях, когда ПСК-1 и ПСК-2 не работают из-за отключения паровой турбины по каким-то причинам, нагрев сетевой воды можно осуществлять паром из контура ВД котла-утилизатора, снизив его давление с помощью быстродействующей редукционно-охлаждающей установки БРОУ и направив его в ПСК-1 и ПСК-2. Таким образом гарантируется теплоснабжение потребителей от котлов утилизаторов при неработающей паровой турбине. При таком режиме ПГУ работает как ГТУ-ТЭС, обеспечивая высокий коэффициент использования топлива, но малую выработку электроэнергии на тепловом потреблении. Кроме того, БРОУ используется для сброса пара в конденсатор в обход турбины при пусках и ее аварийных отключениях.

Конденсат греющего пара ПСГ-1 и ПСГ-2 собирается в отдельных конденсатосборниках и с помощью сливных насосов прокачивается через охладитель конденсата в конденсатор. Тем самым конденсат греющего пара возвращается в тепловой цикл.

Подпиточная вода теплосети берется из городского водопровода, нагревается во встроенном теплофикационном пучке конденсатора до 30 — 45°C и подается для нагрева в охладитель конденсата сетевых подогревателей. Из него подпиточная вода поступает в декарбонизатор, в котором она освобождается от углекислоты, и затем в вакуумный деаэратор. С помощью специального эжектора в последнем поддерживается вакуум. Одновременно в деаэратор из коллектора подается прямая сетевая вода, давление которой около 0,8 МПа, а температура 100—115 °С. Поэтому она вскипает, а образующийся пар смешивается с подпиточной водой, нагревая ее до температуры насыщения, при которой из нее выделяются растворенные газы. Подготовленная таким образом подпиточная вода подпиточным насосом закачивается на вход ПСГ-1.

Расчет тепловой схемы ПГУ-450Т в конденсационном режиме представлен в таблицах 5-8.

Таблица 5. Поверочный тепловой расчет газотурбинной установки ГТУ V94.2

Наименование параметра	Размерность	Обозначение	Формула	Значение	
1. Температура наружного воздуха	°С	$t_{нв} = t_1$	принимается	0	15
2. Температура воздуха за компрессором	°С	$t_{2(1)}$	принимается	315	350
3. Средняя температура воздуха	°С	$t_{ср.в.}$		157,5	182,5
4. Теплоемкость воздуха при $t_{ср.в}$	ккал/кг °С	c_p (воздух)	-	0,243	0,244
5. Теплоемкость водяных паров при $t_{ср.в}$	ккал/кг °С	$c_p H_2O$	-	0,458	0,461
6. Адиабатическая величина воздуха	-	$m_{св}$		0,282	0,281
7. Адиабатическая величина водяного пара	-	m_n		0,240	0,238
8. Относительная влажность воздуха	-	φ	принимается	0,95	0,95
9. Высота объекта над уровнем моря	м	Н	принимается	0	0
10. Давление наружного воздуха	кгс/см ²	$P_{н.в.}$		1,0316	1,0316

Наименование параметра	Размерность	Обозначение	Формула	Значение	
11. Давление насыщенного пара при $t_{нв}$	кгс/см ²	$p_{s(нв)}$		0,0062	0,0173
12. Влажность наружного воздуха	кг/кг	$d_{н.в.} = d_1$		0,0035	0,0101
13. Адиабатическая величина смеси	-	m_k		0,2828	0,2834
14. Адиабатический КПД компрессора	-	η_k		0,86	0,86
15. Степень повышения давления воздуха	-	π_k		11,1	11,1
16. Температура воздуха за компрессором	°С	t_2		310	343
17. Расхождение между принятой и полученной температурой воздуха за компрессором	°С	Δ	<5	5	7
18. Окончательная температура воздуха за компрессором	°С	t_2		315	350
19. Давление воздуха перед компрессором	кгс/см ²	p_1		1,022	1,022
20. Давление воздуха после компрессором	кгс/см ²	p_2		11,348	11,348
21. Давление газов перед газовой турбиной	кгс/см ²	p_3		10,837	10,837
22. Давление газов за газовой турбиной	кгс/см ²	p_4		1,0832	1,0832
23. Температура газов перед газовой турбиной	°С	t_3	принимается	1100	1100
24. Температура газов за газовой турбиной	°С	t_4	принимается	537	537
25. Средняя температура газов	°С	t_{cp}		818,5	818,5
26. Характеристики топлива:	-	-	-	-	-
Азот	%	N_2	-	2,1715	2,1715
Двуокись углерода	%	CO_2	-	0,0039	0,0039
Метан	%	CH_4	-	85,6239	85,6239
Этан	%	C_2H_6	-	7,4477	7,4477

Наименование параметра	Размерность	Обозначение	Формула	Значение	
Пропан	%	C_3H_8	-	3,2482	3,2482
Изобутан	%	C_4H_{10}	-	0,4962	0,4962
Н-Бутан	%	C_4H_{10}	-	0,7268	0,7268
Изопентан	%	C_5H_{12}	-	0,1289	0,1289
Н-Пентан	%	C_5H_{12}	-	0,1092	0,1092
Сумма гексанов	%	C_6H_{12}	-	0,0437	0,0437
Теплота сгорания низшая	ккал/м ³	$Q_{н(с)}$	-	9013	9013
	кДж/м ³			37736	37736
Плотность топлива	кг/м ³	$\rho_{г.мл}$	-	0,802	0,802
27.Плотность воздуха	кг/м ³	$\rho_в$	-	1,293	1,293
28.Теоретически необходимое количество воздуха	м ³ /м ³	V_0		10,653	10,653
29.Теоретически необходимое количество воздуха	кг/кг	L_0 кг		17,175	17,175
30.Теоретический объем азота	м ³ /кг	$V_0 N_2$		10,521	10,521
31.Объем трехатомных газов	м ³ /кг	$V_0 RO_2$		1,454	1,454
32.Теоретический объем водяных паров	м ³ /кг	$V_0 H_2O$		0,941	0,941
33.Плотность азота	кг/м ³	ρ_{N_2}	-	1,257	1,257
34.Плотность трехатомных газов	кг/м ³	ρ_{RO_2}	-	1,964	1,964
35.Плотность водяных паров	кг/м ³	ρ_{H_2O}	-	0,804	0,804
36.Теоретическое количество продуктов сгорания	кг/кг	$L_{0г}$		20,993	20,993
37.Изобарная теплоемкость N2 при t 3	ккал/кг °С	$c_p N_2$	-	0,2907	0,2907
38.Изобарная теплоемкость RO2 при t 3	ккал/кг °С	$c_p (RO)_2$	-	0,3119	0,3119
39.Изобарная теплоемкость H2O при t 3	ккал/кг °С	$c_p (H_2O)_2$	-	0,608	0,608
40.Изобарная теплоемкость продуктов сгорания при t 3	ккал/кг °С	$c_p (г)$		0,3085 5	0,3085 5

Наименование параметра	Размерность	Обозначение	Формула	Значение	
41.Изобарная теплоемкость воздуха при t_2	ккал/кг °С	C_p (воздух)	-	0,2503	0,2523
42.КПД камеры сгорания	-	$\eta_{КС}$	-	0,985	0,985
43.Коэффициент избытка воздуха	-	$\alpha = \alpha_{z.m.}$		2,398	2,488
44.Энтальпия воздуха при t_2	кДж/кг	$I_{0в}(2)$	-	5627	6273
44.Энтальпия воздуха при t_3	кДж/кг	$I_{0в}(3)$	-	21189	21189
44.Энтальпия продуктов сгорания при t_3	кДж/кг	$I_{0з}(3)$	-	21641	21641
45.Коэффициент избытка воздуха в КС	-	$\alpha_{КС}$		2,949	3,077
46.Расход сухого воздуха через компрессор	кг/с	$G_{кв}$		509	509
47.Предполагаемый расход топлива в КС	кг/с	$B_{РКС}$		9,3	9,08
48.Относительный расход воздуха на охлаждение	-	$g_{охл}$	-	0,06	0,05
49.Относительная потеря воздуха в утечки	-	$g_{ут}$	-	0,0075	0,0075
50.Расход сухого воздуха на КС	кг/с	$G_{КСв}$		475	480
51.Расход газов через газовую турбину	кг/с	G_m		501	504
52.Расход газов за газовой турбины	кг/с	G_z		531	529
53.Расход топлива на КС	кг/с	$B_{РКС}$		9,37	9,08
54.Изобарная теплоемкость N2 при t_{cp}	ккал/кг °С	$C_p(N_2)$	-	0,2803	0,2803
55.Изобарная теплоемкость RO2 при t_{cp}	ккал/кг °С	$C_p(RO_2)$ CO_2	-	0,2993 8	0,2993 8
56.Изобарная теплоемкость H2O при t_{cp}	ккал/кг °С	$C_p(H_2O)$	-	0,5632 1	0,5632 1
57.Адиабатическая величина для N2 при t_{cp}	-	m_{N_2}		0,2514 5	0,2514 5
58.Адиабатическая величина для RO2 при t_{cp}	-	m_{RO_2}		0,1506 4	0,1506 4
59.Адиабатическая величина для H2O при t_{cp}	-	m_{H_2O}		0,1956 6	0,1956 6

Наименование параметра	Размерность	Обозначение	Формула	Значение	
60.Адиабатическая величина для продуктов сгорания при t_{cp}	-	m_{Γ}		0,2318 4	0,2318 4
61.Изобарная теплоемкость воздуха при t_{cp}	ккал/кг °С	C_p (воздух)	-	0,2764 8	0,2764 8
62.Адиабатическая величина для воздуха сгорания при t_{cp}	-	m_B		0,2481 2	0,2481 2
63.Адиабатическая величина газов при t_{cp}	-	m_{Γ}		0,2405 2	0,2407 8
64.Степень расширения газов в газовой турбине	-	σ		10,004 9	10,004 9
65.Адиабатический КПД газовой турбины	-	η_{Γ}	-	0,89	0,89
66.Температура газов за газовой турбиной	°С	t_4		580	580
67.Расхождение между принятой и полученной температурой газов за газовой турбиной	°С	Δ	<10	-43	-43
68.Окончательная температура газов за газовой турбиной	°С	t_4		537	537
69.Внутренняя мощность компрессора	кВт	N_{ik}		16439 9	177604
70.Изобарная теплоемкость продуктов сгорания при t_{cp}	ккал/кг °С	$C_p(\Gamma)$		0,2963 1	0,2963 1
71.Изобарная теплоемкость газов при t_{cp}	ккал/кг °С	$C_p(T)$		0,2857 3	0,2854 2
72.Внутренняя мощность газовой турбины	кВт	$N_{i\Gamma.T}$		33728 8	338880
73.Механический КПД компрессора	-	$\eta_{к м}$	-	0,89	0,89
74.Механический КПД газовой турбины	-	$\eta_{г.т м}$	-	0,995	0,995
75.КПД электрогенератора	-	$\eta_{э г}$	-	0,985	0,985
76.Электрическая мощность ГТА	кВт	$N_{г.т эл}$		14862 0	135566
77.Коэффициент избытка воздуха в сбросных газах	-	$\alpha_{г.т ух}$		3,139	3,240

Наименование параметра	Размерность	Обозначение	Формула	Значение	
78. Температура выхлопных газов за газовой турбиной	°C	t г.т ух		524	528
79. Плотность газов за газовой турбиной	кг/м ³	ρ г.т ух		0,855	0,858
80. Объемное содержание кислорода в газах за газовой турбиной	%	O ₂		9,3	9,5
81. КПД газовой турбины	%			33,71	31,74

Таблица 6. Тепловой расчет котла-утилизатора П-90

Наименование параметра	Размерность	Обозначение	Формула	ПЕ ВД	И ВД	ЭК ВД	ПЕ НД	И НД	ГПК
Расчет тепловых балансов									
1. Расход среды	кг/с	D_i	-	67,22	67,22	67,22	15,56	15,56	105,83
2. Отношение	-	H_i	D/V_p	7,10	7,10	7,10	1,64	1,64	11,17
3. Температура газов на входе	°С	V_{i1}		580	504	338	265	263	206
4. Энтальпия газов на входе	кДж/кг	I_{i1}		35140	30282	19987	15549	15415	12026
5. Давление среды на входе	МПа	P_{i1}		8,5	8,5	9,8	0,77	0,77	1
6. Температура среды на входе	°С	t_{i1}		300	300	164	169	169	60
7. Энтальпия среды на входе	кДж/кг	i_{i1}		2755,4	1340,7	693,9	2767,2	714,1	252
8. Температура газов на выходе	°С	V_{i2}		504	338	265	263	206	130
9. Энтальпия газов на выходе	кДж/кг	I_{i2}		30282	19987	15549	15415	12026	7561
10. Давление среды на выходе	МПа	P_{i2}		8	8,5	8,9	0,65	0,77	0,6
11. Температура среды на выходе	°С	t_{i2}		515	300	295	200	169	154
12. Энтальпия среды на выходе	кДж/кг	i_{i2}		3436,4	2784	1316,1	2848	2767,2	649,59
13. Теплота отданная газами	кДж/кг	Q_6		4858	10296	4438	133	3389	4465
14. Теплота воспринятая средой	кДж/кг	Δ_i		681	1443,3	622,2	80,8	2053,1	397,59
Расчет теплопередачи									
1. Средняя температура газов	°С			542	421	302	264	235	168
2. Среднее давление среды	МПа			8,25	8,5	9,35	0,71	0,77	0,8
3. Средняя температура среды	°С			408	300	230	185	169	107
4. Средний удельный объем пара	м ³ /кг			0,0337	0,02203	0,00119	0,28434	0,0261	0,0010
5. Взаимное направление движения газов и среды (противоточное или прямоточное)	-			проти- воток	проти- воток	проти- воток	проти- воток	проти- воток	проти- воток

Наименование параметра	Размерность	Обозначение	Формула	ПЕВД	ИВД	ЭКВД	ПЕНД	ИНД	ГПК
6.Разность температур между газом и средой в начале газохода	°С			65	204	43	65	94	52
7.Разность температур между газом и средой в конце газохода	°С			204	38	101	94	37	70
8.Температурный напор	°С			122	99	68	79	61	61
9.Скорость газов	м/с			12	12	12	12	12	12
10.Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке	Вт/м ² °С		номограмма 13	107	107	107	107	107	107
11.Скорость пара (воды)	м/с			25	6	2,2	25	6	1,3
12.Коэффициент теплоотдачи от стенки к пару	Вт/м ² °С		номограмма 15,16	2373	2093	12595	258	149	9074
13.Коэффициент теплопередачи	Вт/м ² °С			102	102	106	76	62	106
14.Требуемая поверхность нагрева	м ²			3697	9658	5808	212	8407	6575
Расчет геометрических размеров									
Наименование параметра	Размерность	Обозначение	Форм-ла	ПЕВД	ИВД	ЭКВД	ПЕНД	ИНД	ГПК
2.Площадь поверхности нагрева	м ²			3697	9658	5808	212	8407	6575
3.Внутренний диаметр трубы	мм			24	24	24	24	24	24
4.Поперечный шаг	мм			72	72	72	72	72	72
5.Продольный шаг	мм			85	85	85	85	85	85
7.Число параллельно включенных труб	-			201	546	81	391	150	189
8.Площадь сечения для прохода	м ²			51,34	43,93	43,93	43,93	43,93	43,93

Наименование параметра	Размерность	Обозначение	Формула	ПЕ ВД	И ВД	ЭК ВД	ПЕ НД	И НД	ГПК
газов									
9.Площадь сечения для прохода пароводяного рабочего тела	м ²			0,091	0,247	0,036	0,177	0,068	0,085

Таблица 7. Приближенный расчет паровой турбины

Относительный КПД ЧВД	$\eta_{oi}^{ВД}$	0,906	
Удельный объем пара на входе в турбину	v_0	0,0433	м ³ /кг
Удельный объем пара на выходе из ЧВД	v_z	0,32	м ³ /кг
Средний удельный объем пара	$v_{ср}$	0,1177	м ³ /кг
Расход свежего пара	$G^{ВД}$	67,22	кг/с
Располагаемый теплоперепад	$H_0^{ВД}$	660,8	кДж/кг
Использованный теплоперепад ЧВД	$H_i^{ВД}$	598,41	кДж/кг
Энтальпия пара на выходе из ЧВД	$h_k^{ВД}$	2827,39	кДж/кг
Энтальпия пара перед ЧНД	$h_{см}^{НД}$	2829,21	кДж/кг
Располагаемый теплоперепад ЧНД	$H_0^{НД}$	644,21	кДж/кг
Расход пара в деаэратор	$G^Д$	1,58	кг/с
Расход пара на выходе из ЧНД	G_z	163,98	кг/с
Удельный расход на входе в ЧНД	v_k	11,159	м ³ /кг
Объемный расход пара	G_v	914,91	м ³ /с
Потери с выходной скоростью	$H_{вс}$	19	кДж/кг
Коэффициент учитывающий влияние влажности	$k_{вл}$	0,97	
Относительный КПД ЧНД	$\eta_{oi}^{НД}$	0,837	
Использованный теплоперепад ЧНД	$H_i^{НД}$	539,13	кДж/кг
Энтальпия пара в конце процесса расширения	$h_k^{НД}$	2290,08	
Внутренняя мощность паровой турбины	$N_i^{ПТ}$	168856,22	кВт
Располагаемая мощность паровой турбины	$N_0^{ПТ}$	194474,30	кВт
Мощностной относительный внутренний КПД ПТ	$\eta_{oi}^{ПТ}$	0,868	

Таблица 8. Определение экономических показателей ПГУ

КПД электрогенератора	$\eta_{эг}$	0,985	
Механический КПД	η_m	0,99	
Тепловая мощность КУ	$Q_{ку}$	462026,7	кВт
Абсолютный внутренний КПД ПТУ	$\eta_i^{ПТУ}$	0,365	
КПД котла утилизатора	$\eta_{ку}$	0,796	
Абсолютный электрический КПД ПТУ	$\eta_{э}^{псу}$	0,284	
Электрическая мощность ПГУ	$N_э^{ПГУ}$	464,7	МВт
Тепло, подведенное в камеры сгорания ГТУ	$Q_{кс}$	877,2	МВт

КПД ГТУ	$\eta_{\text{ГТУ}}$	0,337	
Абсолютный электрический КПД ПГУ	$\eta_{\text{ПГУ}}$	0,527	

Как видно из представленных расчетов даже в конденсационном режиме КПД ПГУ превышает 52 %. Надо сказать, что в тепловой схеме ПГУ-450 используется турбина на пониженные параметры пара, что в целом снижает эффективность всего цикла.

2. Анализ технических решений по созданию ПГУ-ТЭЦ с КУ и работ по оптимизации структуры тепловой схемы.

2.1 Анализ существующих схем отпуска тепла на ТЭЦ с ГТУ и ПГУ

Источником теплоты для потребителей ТЭЦ с ГТУ служат выходные газы ГТ. В зависимости от тепловой схемы комбинированная выработка электроэнергии и теплоты (когенерация) осуществляется на парогазовых (ПГУ-ТЭЦ) - или на газотурбинных (ГТУ-ТЭЦ) теплоэлектроцентралях. Наибольшее распространение, как показано выше, получили бинарные схемы с КУ.

Тепловые схемы ПГУ-ТЭЦ с КУ можно разделить условно на три группы [21]. В первой группе теплота выходных газов ГТУ используется в КУ для генерации пара двух или трех давлений, который направляется в теплофикационные паровые турбины типа Т или ПТ. Подогреватели сетевой воды питаются паром отборов турбины. В зависимости от принятого на ТЭЦ значения коэффициента теплофикации $\alpha_{\text{ТЭЦ}}$ в этой группе выделяют два варианта схем:

- $\alpha_{\text{ТЭЦ}} = 1$ – максимальная потребность в теплоте покрывается пиковыми сетевыми подогревателями, питаемыми паром от КУ (рисунок 9). Предусмотрена редуцирующая охладительная установка (РОУ) для питания при необходимости свежим паром пикового сетевого подогревателя;

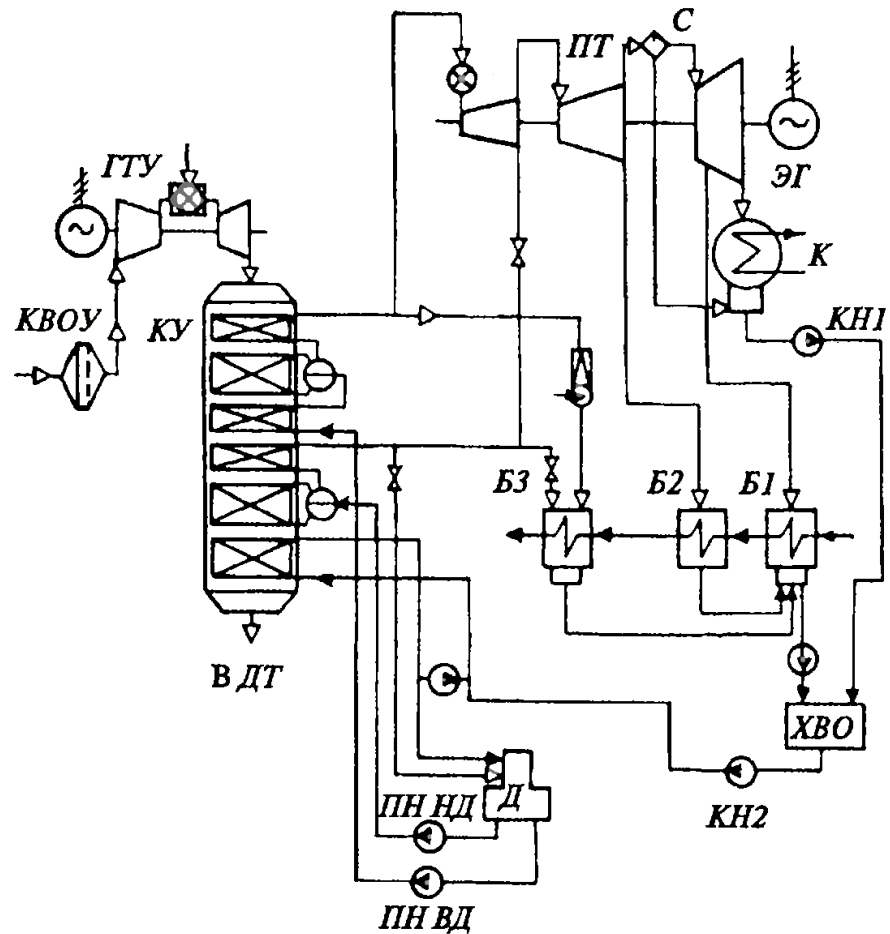


Рисунок 9 – ПГУ-ТЭЦ с двухконтурным КУ ($\alpha_{\text{ТЭЦ}} = 1$)

■ $\alpha_{\text{ТЭЦ}} < 1$ – максимальная потребность в теплоте обеспечивается пиковыми водогрейными котлами (рисунок 10). Использование пара от КУ в теплофикационной установке для покрытия пиковых тепловых нагрузок не предусмотрено.

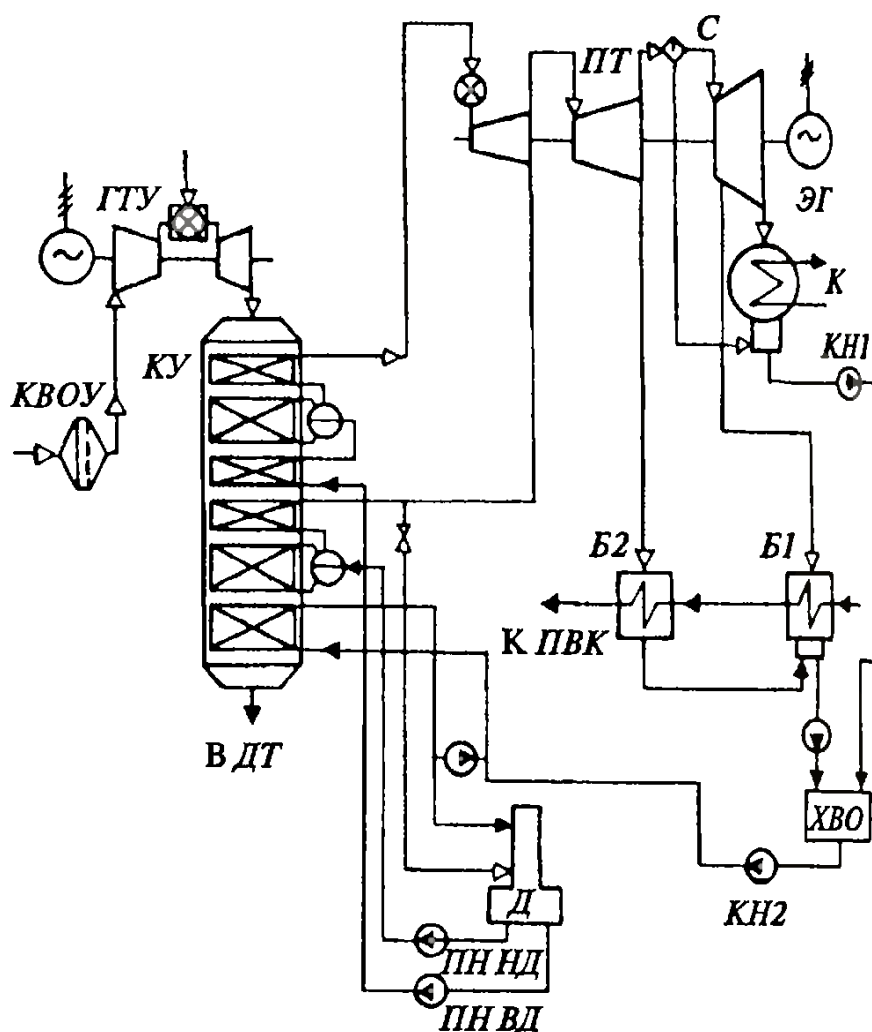


Рисунок 10 ПГУ-ТЭЦ с двухконтурным КУ ($\alpha_{\text{ТЭЦ}} < 1$)

Во второй группе используются одноконтурные водогрейные КУ, выходные поверхности которых используются в качестве газового подогревателя сетевой воды (ГСП). Они включаются, как правило, параллельно паротурбинной теплофикационной установке, в которой нагревается часть сетевой воды. В этой группе можно выделить два варианта тепловых схем:

- $\alpha_{\text{ТЭЦ}} = 1$ – ПГУ-ТЭЦ с противодавленческой паровой турбиной и одноконтурным КУ (рисунок 11). При этом в КУ возможна установка двух ступеней дожигания топлива: на входе газов в КУ и перед их входом в ГСП. Пиковый сетевой подогреватель теплофикационной установки питается через РОУ свежим паром КУ. Такая тепловая схема позволяет в широком диапазоне изменять электрическую и тепловую нагрузку ТЭЦ путем изменения нагрузки ГТУ (применяют дубль-блочные или трипл-блочные тепловые схемы) и количества дожигаемого топлива;

теплообменнике (ГВТО) сетевой воды системы теплоснабжения выходными газами ГТУ. Возможны тепловые схемы с непосредственной подачей этой воды в ГВТО либо с использованием промежуточного теплообменника для защиты поверхностей нагрева ГВТО от загрязнений (рисунок 13, а и б).

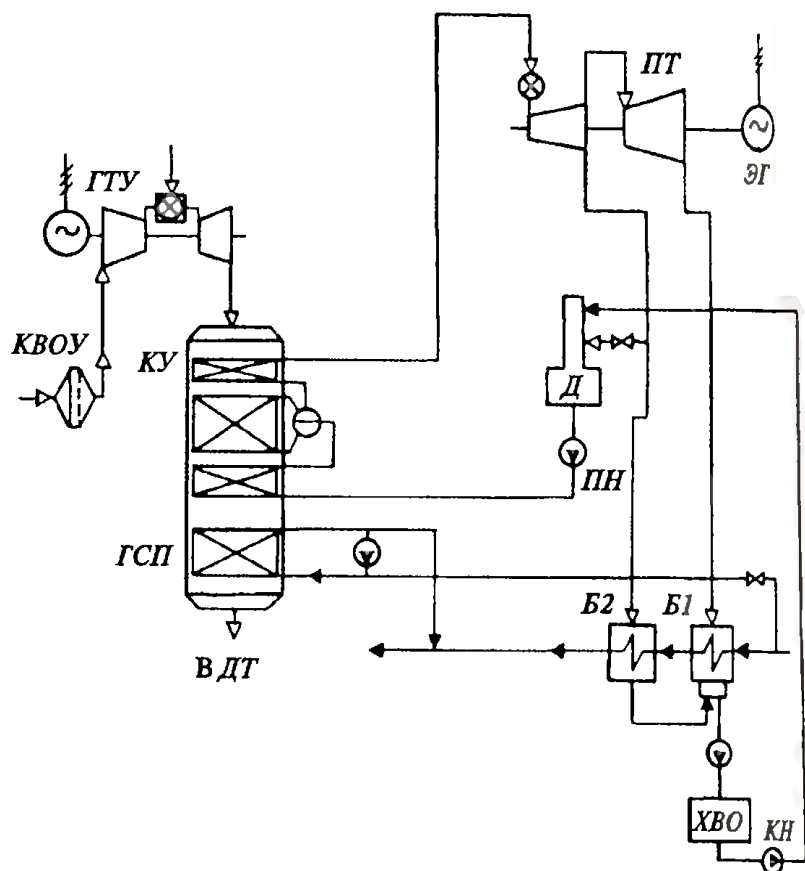


Рисунок 12 – ПГУ-ТЭЦ с одноконтурным КУ без дожигания топлива ($\alpha_{\text{ТЭЦ}} < 1$)

Значительные суточные и сезонные колебания отопительной нагрузки заставляют устанавливать на ГТУ-ТЭЦ несколько ГТУ и пиковые источники теплоты. Для этой цели на ГТУ-ТЭЦ используются пиковые водогрейные котлы (ПВК) ($\alpha_{\text{ТЭЦ}} < 1$). Другое решение приведено на рисунке 13, в регулирование отпуска теплоты осуществлено дожиганием топлива в среде выходных газов ГТУ и байпасированием части этих газов мимо КУ. В каждом отдельном случае необходимо обосновывать принимаемые технологические схемы с учетом используемого оборудования и характера изменения отопительной нагрузки. Такой подход позволяет покрывать любые тепловые нагрузки, но несколько снижает тепловую экономичность ТЭЦ.

Промышленные ГТУ-ТЭЦ предназначены для генерации технологического пара в КУ. Изменение их тепловой нагрузки характеризуется меньшими колебаниями в течение года, что облегчает выбор типоразмера и числа, применяемых в схеме ГТУ, и способов регулирования нагрузки.

Котлы-утилизаторы промышленных ГТУ-ТЭЦ обычно выполняют одноконтурными. Для повышения КПД иногда устанавливают в «хвостовой» части котла ГСП для покрытия имеющейся отопительной нагрузки. Такие ГТУ-ТЭЦ называют комбинированными.

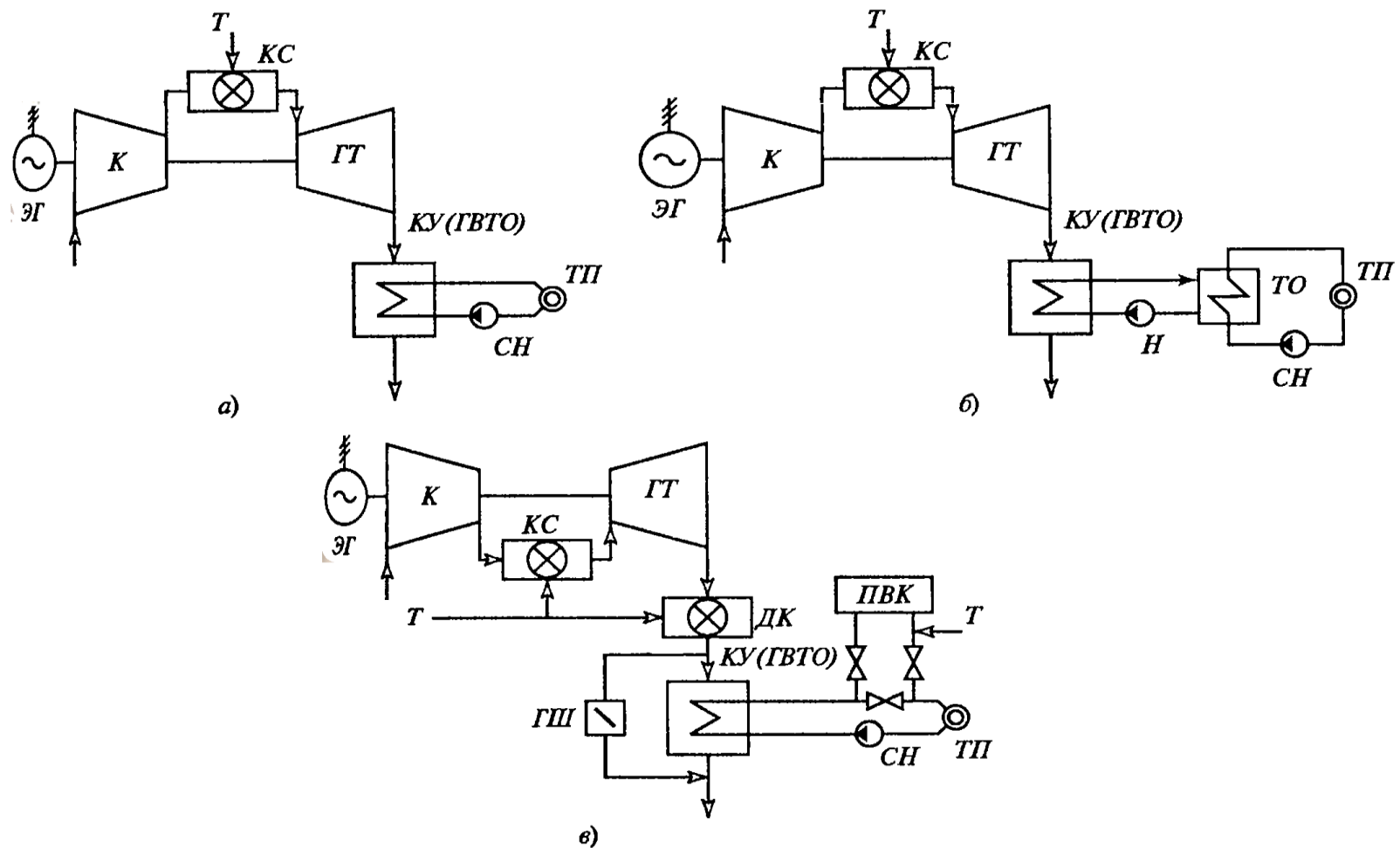


Рисунок 13 – Теплофикационные установки отопительных ГТУ-ТЭЦ:

а – без промежуточного теплообменника; б – с промежуточным теплообменником ТО; в – с различными способами регулирования отпуска теплоты потребителям; СН – сетевые насосы; Н – насос ТО; ГШ – газовый шибер (заслонка);

ДК – камера дожигания топлива; К – компрессор; Т – топливо; ТП – тепловой потребитель

2.2 Анализ путей совершенствования схемы Северо-Западной ТЭЦ применительно к строительству новых ТЭЦ

Северо-Западная ТЭЦ и схемные решения принятые на ней подтвердили временем свою надежность, но ТЭЦ выполнена на низкие параметры пара. Это связано с уровнем развития газовых турбин того времени и низким уровнем температуры уходящих газов после газовой турбины. Энергетические газовые турбины работают с температурой газов 1100...1200 °С, их КПД достигает 34-38 % [19, 22]. Температура уходящих газов большинства ГТУ составляет 560-590 °С, что не позволяет использовать в составе ПГУ стандартные высокоэкономичные паровые турбины. Паровые турбины, работающие в составе ПГУ, как правило, выполняются на параметры пара до 10 МПа и до температуры перегретого пара 510-520 °С. Экономичность таких паротурбинных установок не превышает 30 - 33 %.

Использование в схемах ПГУ ТЭЦ газотурбинных агрегатов с температурой на выходе свыше 600°С позволит выполнить паровую турбину на стандартные параметры пара и повысить удельные характеристики в целом. Возможен переход на трехконтурные схемы, схемы с промпрегревом. Кроме того, возможно решение вопроса с размещением пиковых бойлеров в схеме ПГУ, как в схеме теплофикационной установки, так и с использованием общестанционных пиковых бойлеров. Это позволит существенно расширить варианты работы ПГУ-ТЭЦ в зависимости от состава работающего оборудования.

Примером такой турбины может послужить новое поколение газовых турбин Siemens класса H – серия SGT-8000H (таблица 9), которая была построена и поставлена с целью испытаний на электростанции Иршинг (Германия), где ее возможности подтверждаются в условиях эксплуатации [7]. Это самая мощная и эффективная энергетическая газовая турбина в мире, на сегодняшний день.

Ключевые характеристики турбины SGT5-8000H:

- 13 ступенчатый компрессор с увеличенной производительностью. В компрессоре используются технологии: управления воздушным потоком CDA (Controlled Diffusion Airfoil);
- создания высокого давления НРА (High Pressure Air). В компрессоре используются лопатки с изменяемым углом наклона;
- Кольцевая высокотемпературная камера сгорания, температура газов перед первой ступенью 1500°С;
- Четырехступенчатая турбина с монокристаллическими лопатками первой ступени. Лопатки 1-3 ступени покрыты керамикой и имеют воздушное охлаждение;
- Одновальная конструкция ПГУ;
- Повышенная температура и давление свежего пара (600°С, 17 МПа) в контуре котлаутилизатора;
- Гидравлическая система оптимизации высоты подъема ротора (НСО);

- Усовершенствованная система уплотнений, снижающая утечки охлаждающего воздуха;
- Новые жаропрочные материалы позволяющие увеличить температуру в камере сгорания и на выходе из ГТУ.

Таблица 9. Технические характеристики SGT-8000H

Частота	50 Гц
Электрическая мощность брутто, МВт	375
КПД брутто, %	40
Степень повышения давления, π	19.2
Начальная температура газов, °С	1500
Температура отработанных газов, °С	625
Массовый расход отработанных газов, кг/с	820
NO _x , ppm	25
CO, ppm	10

Паровые турбины для ПГУ разрабатываются на основе проточных частей турбин на стандартных параметрах. Однако в отличие от стандартных турбин, они работают на скользящих параметрах. Это связано со спецификой работы газовых турбин. Более того, в отличие от промперегрева, температура пара двухконтурных турбин не соответствуют друг другу, т.к. основная задача стоит в улучшении КПД котла утилизатора.

В трехконтурных же пар среднего давления смешиваясь с отработавшим паром высокого давления отправляется в пароперегреватель, а после уже в цилиндр/часть среднего давления. Пар из контура низкого давления подается в смеситель турбины, где смешивается с отработавшим паром и цилиндра/части среднего давления, и уходит в ЦНД.

Выбор дубль блочной схемы с турбиной SGT5-8000H приведет к росту электрической мощности одного блока до 1ГВт и выше, что не целесообразно с точки зрения надежности как тепло-, так и электроснабжения. Выход из строя одного блока сможет привести к веерному отключению северной части страны, что несомненно не допустимо.

В таком случае оптимальным выбором оказывается схема блока 1ГТ+1ПТ с общим коллектором пара на 6 бар, который будет использоваться как для питания деаэратора, так и питания пикового бойлера.

На станции общестанционный коллектор собственных нужд как правило выполняется на 13 бар. Однако для этого потребуется выполнить один из контуров на данное давление и соответствующий отбор. Такой отбор пара будет менее экономичен, поэтому пиковую мощность следует выдавать от выхлопа цилиндра турбины на уровне 6 бар, а в ряде случаев, если позволяет температурный график ниже;

Сетевые отборы ПСГ-2 и ПСГ-1 на стандартные параметры пара на 2,5 и 1,2 бар соответственно. Подогрев конденсата выполняется от первого сетевого отбора.

3. Исследование схемных решений для ПГУ ТЭЦ

3.1 Разработка, расчет и анализ двухконтурной схемы

Для расчета упрощенной схемы двухконтурной ПГУ (рисунок 14) необходимо задаться новыми параметрами контуров высокого и низкого давления. Для контура высокого давления примем стандартные параметры пара, а точнее $p_{0\text{вд}}=130$ бар, $t_{0\text{вд}}=540$ °С. Для контура низкого давления на начальном этапе расчета мы можем задать только величину давления, которая является в нашем случае $p_{0\text{нд}}=6$ бар. Температура же генерируемого пара будет определена в последствии расчета котла утилизатора. Давление в конденсаторе выбрано $p_{\text{к}}=0,05$ бар.

Далее необходимо задаться характерными точками, которыми являются температурные напоры по поверхностям нагрева, чтобы определить расходы генерируемого пара [23, 24].

Первый температурный напор – разница температуры газов и воды на входе в испаритель высокого давления $\theta_{\text{эк}}^{\text{вд}}=50$ °С. Задаваться разницей температур между уходящими газами из турбины и перегретым паром высокого давления нет надобности, так как мы уже приняли температуру генерируемого пара.

Второй температурный напор – разница температуры газов и перегретого пара низкого давления $\Delta t_{\text{пе}}^{\text{нд}}=30$ °С. Ни температура пара, ни температура газов на начальном этапе не известна. Температуру газов в последующем определим из баланса подогрева воды в испарителе высокого давления, а из нее исходя из температурного напора найдем температуру пара низкого давления.

Третий температурный напор – разница температуры газов и воды на входе в испаритель высокого давления $\theta_{\text{эк}}^{\text{нд}}=50$ °С. Ни температура пара, ни температура газов на начальном этапе не известна. Температуру газов в последующем определим из баланса подогрева воды в испарителе высокого давления, а исходя из этой температуры и температурного напора найдем температуру пара низкого давления.

От величины температурных напоров зависит величина поверхностей нагрева котла утилизатора. Зависимость обратно пропорциональная: чем меньше температурный напор, тем больше поверхность нагрева.

Величина температуры воды на входе в ГПК определяется из условия надежной с отсутствием коррозии работы последних по ходу газа поверхностей нагрева котла утилизатора. При работе на газе $t_{\text{пв}}=60$ °С, а на мазуте $t_{\text{пв}}=110$ °С. От величины температуры питательной воды на входе в ГПК зависит и температура уходящих газов, а следовательно и экономичность КУ и ПГУ в целом.

Для расчета турбины необходимо задаться КПД ее цилиндров: $\eta_{\text{цвд}}=0,899$, $\eta_{\text{цнд}}=0,67$.

При расчете пароводяной части можно использовать как диаграмму воды и водяного пара, так и надстройку программы Watersteampro.

Основными командами при расчете являются:
 =wspHPT(*;*)-энтальпия по давлению и температуре;
 =wspTSP(*)-температура насыщения при давлении;
 =wspHSST(*)-энтальпия воды при температуре насыщения;
 =wspHSWT(*)-энтальпия пара при температуре насыщения;
 =wspHEXPANSIONPTXPEFF(*;*;*;*)-энтальпия пара в конце расширения по начальному и конечному давлению, начальной температуре, КПД и конечной степени сухости и т.д.

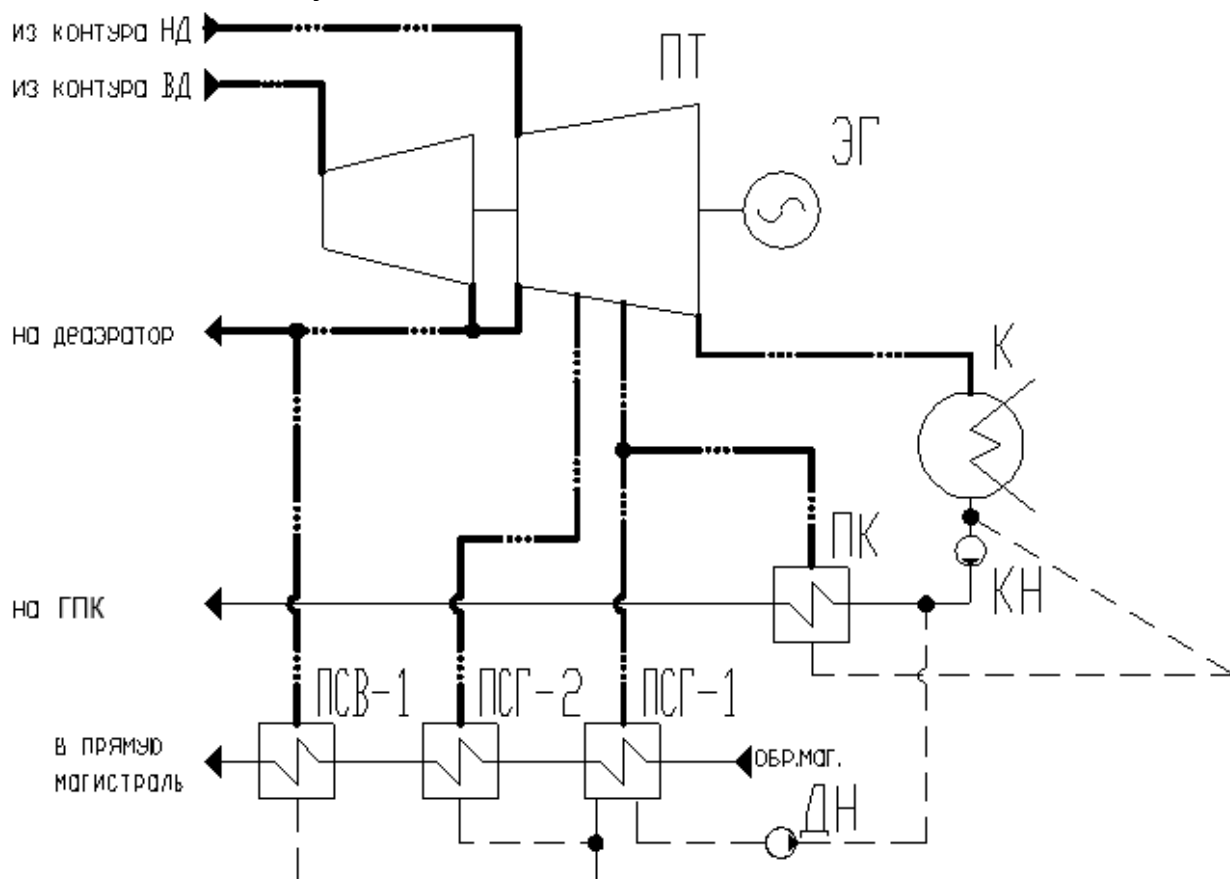


Рисунок 14 – Паротурбинная часть двухконтурной ПГУ (подпитка и деаэрактор условно не показаны)

Энтальпия газов определяем по приближенной формуле:

$$I = t_r \cdot (1,063 + 0,000143 \cdot t_r) \quad (1)$$

где t_r – температура газов, °С.

Расчеты для схемы ПТУ проведены в четырех режимах: пиковый, базовый, летний режим с загрузкой ГВС, летний режим без ГВС. Режимы выбраны исходя из режимов работы ТЭЦ, для определения эффективности принятых схемных решений. На первом этапе определяем первоочередные параметры воды (таблица 10).

Таблица 10 – Параметры воды и пара в состоянии насыщения и энтальпия перегретого пара ВД

Начальная энтальпия пара ВД	$h_{0ВД}$	кДж/кг	3445,0
Температура воды на линии насыщения при $p_{ВД}$	$t_{н,ВД}$	°С	330,9
Температура воды на линии насыщения при $p_{НД}$	$t_{н,НД}$	°С	158,8
Энтальпия воды на линии насыщения при $p_{ВД}$	$h'_{ВД}$	кДж/кг	1531,0
Энтальпия воды на линии насыщения при $p_{НД}$	$h'_{НД}$	кДж/кг	670,5
Энтальпия пара на линии насыщения при $p_{ВД}$	$h''_{ВД}$	кДж/кг	2663,0
Энтальпия пара на линии насыщения при $p_{НД}$	$h''_{НД}$	кДж/кг	2756,0

После этого необходимо определить по известным параметрам (таблица 10) величины температуры и энтальпии газов в контрольных точках, перегретого пара низкого давления, а также расходы пара низкого и высокого давления (таблица 11).

Чтобы определить величину расхода пара на деаэратор нужно задаться величиной температуры воды после ГПК. В схеме принято, что деаэратор питается паром 6 бар и температура воды на выходе из деаэратора составляет 158 °С, то вода в ГПК и деаэраторе нагревается с температуры 60°С до 158°С. Приняв, что в ГПК вода нагревается до 110°С мы разделим нагрузку между деаэратором и ГПК примерно пополам.

Для определения расходов пара необходимо решить серию балансовых уравнений КУ: баланс пароперегревателя и экономайзера ВД (2), баланс экономайзера ВД (3), баланс пароперегревателя и экономайзера НД (4):

$$G_G \cdot (I_0 - I_{эк}^{вд}) = G_n^{вд} \cdot (h_0^{вд} - h_{эк}^{вд}) \quad (2)$$

$$G_G \cdot (I_{эк}^{вд} - I_{ух}^{вд}) = G_n^{вд} \cdot (h_{эк}^{вд} - h_0) \quad (3)$$

$$G_G \cdot (I_{ух}^{вд} - I_{эк}^{нд}) = G_n^{нд} \cdot (h_0^{нд} - h_0) \quad (4)$$

где G_G – расход уходящих газов ГТУ, кг/с;

$G_n^{ВД}$ – расход пара ВД, кг/с;

$G_n^{НД}$ – расход пара НД, кг/с;

I_0 – энтальпия газов уходящих из ГТУ, кДж/кг;

$I_{эк}^{ВД}$ – энтальпия газов экономайзера ВД, кДж/кг;

$I_{ух}^{ВД}$ – энтальпия газов перед экономайзером ВД, кДж/кг;

$I_{эк}^{НД}$ – энтальпия газов экономайзера НД;

$h_0^{ВД}$ – энтальпия перегретого пара ВД, кДж/кг;

$h_0^{НД}$ – энтальпия перегретого пара НД, кДж/кг;

$h_{эк}^{ВД}$ – энтальпия воды экономайзера ВД, кДж/кг;

$h_д$ – энтальпия воды экономайзера ВД, кДж/кг.

Таблица 11. Величины температуры и энтальпии газов в контрольных точках, перегретого пара низкого давления, а также расходы пара низкого, высокого давлений и деаэратора

Температура газов перед ЭК-ВД	v_2	°С	380,9
Энтальпия газов перед ЭК-ВД	I_2	кДж/кг	425,6
Расход пара высокого давления	$D_{ВД}$	кг/с	126,2
Энтальпия газов перед ПЕ-НД	I_3	кДж/кг	293,2
Температура газов перед ПЕ-НД	v_3	°С	261,8
Температура пара низкого давления	$t_{0,НД}$	°С	231,8
Начальная энтальпия пара НД	$h_{0НД}$	кДж/кг	2919,0
Температура газов перед ГПК	v_5	°С	178,8
Энтальпия газов перед ГПК	I_5	кДж/кг	194,6
Расход пара низкого давления	$D_{НД}$	кг/с	35,9
Расход пара на деаэратор	$D_{д}$	кг/с	13,83

Параметры теплофикационной установки определяются из принятого температурного графика теплосети 135/70°С (таблица 12).

Таблица 12. Параметры сетевых отборов паровой турбины

Давление второго сетевого отбора p_2	p_2	бар	2,5
Энтальпия пара второго отбора	h_2	кДж/кг	2661,4
Энтальпия дренажа отбора	h'_2	кДж/кг	535,4
Температура насыщения при давлении p_2	$t_{н p2}$	°С	127,4
Давление первого сетевого отбора p_1	p_1	бар	1,2
Энтальпия пара первого отбора	h_1	кДж/кг	2560,7
Энтальпия дренажа отбора	h'_1	кДж/кг	439,3
Температура насыщения при давлении p_1	$t_{н p1}$	°С	104,8
Расход пара на ПСВ-1	$D_{псв-1}$	кг/с	46,1
Расход пара на ПСГ-2	$D_{псг-2}$	кг/с	45,2
Расход пара на ПСГ-1	$D_{псг-1}$	кг/с	38,2
Пар в конденсатор	$D_{к}$	кг/с	18,9

Следующим этапом рассчитаем параметры по подпитке теплосети и определим расход воды в конденсатной линии (таблица 13).

Таблица 13 – Расчет подпитки теплосети и параметры воды в конденсатной линии

Расход подпитки теплосети	$V_{птс}$	м ³ /ч	800
	$G_{птс}$	кг/с	222,2
Температура воды ПТС вход	$t_{птс вх}$	°С	5
Температура воды ПТС выход	$t_{птс вых}$	°С	26,2
Температура дренажа на выходе и ВВТ	$t_{др}$	°С	68,4

Температура конденсата после смешения с дренажами	$t_{кн}$	°C	63,9
---	----------	----	------

Тепловая диаграмма КУ представлена на рисунке 20. По всей диаграмме температурные напоры положительные, поэтому контрольные точки выбраны верно.

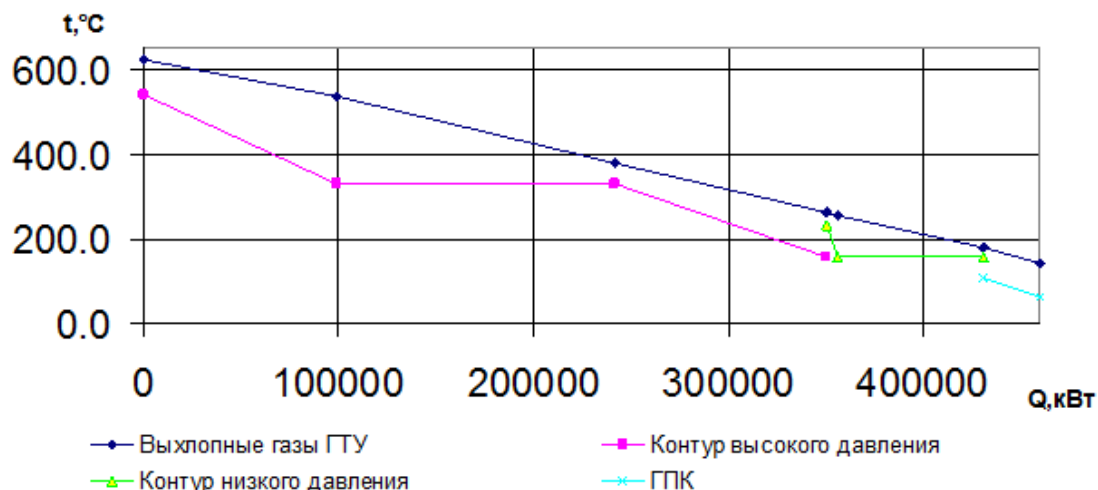


Рисунок 15 Тепловая характеристика двухконтурного котла утилизатора

Из диаграммы видно, что основная тепловая нагрузка лежит на испарителе контура высокого давления. Наименьший теплосъем наблюдается в области пароперегревателя низкого давления. В таблицах 14-17 представлены характеристики блока ПГУ на разных режимах работы.

Таблица 14 – Удельные характеристики блока в пиковом режиме

Коэффициент полезного действия КУ	$\eta_{ку}$	%	77,8
Мощность паровой турбины	$N_{пт}$	МВт	108,4
Мощность газовой турбины	$N_{гт}$	МВт	375
Отпущенное тепло от ПСВ-1	$Q_{псв-1}$	МВт	106,7
Отпущенное тепло от ПСГ-2	$Q_{псг-2}$	МВт	100,4
Отпущенное тепло от ПСГ-1	$Q_{псг-1}$	МВт	81,0
КПД ПСУ	$\eta_{псу}$	%	63,2
КПД ГТУ	$\eta_{гту}$	%	40
КПД ПГУ	$\eta_{пгу}$	%	77,7

Таблица 15 – Удельные характеристики блока в базовом режиме

Коэффициент полезного действия КУ	$\eta_{ку}$	%	79,9
Мощность паровой турбины	$N_{пт}$	МВт	126,9
Мощность газовой турбины	$N_{гт}$	МВт	375
Отпущенное тепло от ПСВ-1	$Q_{псв-1}$	МВт	0,0
Отпущенное тепло от ПСГ-2	$Q_{псг-2}$	МВт	100,4
Отпущенное тепло от ПСГ-1	$Q_{псг-1}$	МВт	91,7
КПД ПСУ	$\eta_{псу}$	%	45,9

КПД ГТУ	$\eta_{\text{ГТУ}}$	%	40
КПД ПГУ	$\eta_{\text{ПГУ}}$	%	69,9

Таблица 16 – Удельные характеристики блока в летнем режиме без ГВС

Коэффициент полезного действия КУ	$\eta_{\text{КУ}}$	%	81,4
Мощность паровой турбины	$N_{\text{ПТ}}$	МВт	150,7
Мощность газовой турбины	$N_{\text{ГТ}}$	МВт	375
Отпущенное тепло от ПСВ-1	$Q_{\text{псв-1}}$	МВт	0,0
Отпущенное тепло от ПСГ-2	$Q_{\text{псг-2}}$	МВт	0,0
Тепловая мощность подогревателя конденсата	$Q_{\text{ПК}}$	МВт	14,8
КПД ПСУ	$\eta_{\text{ПСУ}}$	%	32,5
КПД ГТУ	$\eta_{\text{ГТУ}}$	%	40
КПД ПГУ	$\eta_{\text{ПГУ}}$	%	58,7

Таблица 17 – Удельные характеристики блока в летнем режиме

Коэффициент полезного действия КУ	$\eta_{\text{КУ}}$	%	80,1
Мощность паровой турбины	$N_{\text{ПТ}}$	МВт	147,9
Мощность газовой турбины	$N_{\text{ГТ}}$	МВт	375
Отпущенное тепло от ПСВ-1	$Q_{\text{псв-1}}$	МВт	0,0
Отпущенное тепло от ПСГ-1	$Q_{\text{псг-1}}$	МВт	40,2
Тепловая мощность подогревателя конденсата	$Q_{\text{ПК}}$	МВт	14,8
КПД ПСУ	$\eta_{\text{ПСУ}}$	%	34,1
КПД ГТУ	$\eta_{\text{ГТУ}}$	%	40
КПД ПГУ	$\eta_{\text{ПГУ}}$	%	60,1

Из полученных результатов видно, что в пиковом режиме достигается максимальный КПД ПГУ – 77,7% при одном и том же расходе топлива газовой турбиной. По сравнению с чисто конденсационным режимом прирост КПД около 20 %, в среднем ПГУ будет работать с КПД порядка 65 %, в отопительный период 69,9 %. Это свидетельствует о высокой экономичности принятых технологических решений.

Дальнейшее повышение экономичности схемы с ПГУ для ТЭЦ может быть достигнуто повышением параметров пара, оптимизацией схемы низкого давления, введением промперегрева и переходом на трехконтурную схему. Некоторого повышения экономичности можно добиться оптимизацией давлений контуров среднего и низкого давления в трехконтурных схемах и низкого давления в двухконтурных схемах.

В таблице 18 представлено влияние на экономичность блока ПГУ давления в контуре низкого давления на примере ПГУ с турбиной мощностью 300 МВт. Как видно из таблицы экономичность ПГУ растет с понижением

параметров контура низкого давления, но при этом необходимо учитывать деаэрацию питательной воды, и необходимость отбора пара на собственные нужды ТЭЦ, поэтому для ТЭЦ, в отличие от КЭС параметры пара контура низкого давления необходимо подбирать с учетом этого фактора.

Таблица 18 Технико-экономические показатели ПГУ в зависимости от параметров контура низкого давления

Параметр, показатель	Ед.изм.	Давление контура НД, МПа		
		2	1,3	0,6
Температура газов перед газовой турбиной	С	1340	1340	1340
Температура газов на выходе из ГТУ	С	635	635	635
КПД ГТУ	%	39,08	39,08	39,08
Мощность ГТУ	кВт	285200	285200	285200
Давление контура ВД	МПа	14	14	14
Давление контура НД	МПа	2	1,3	0,6
Давление в деаэраторе	МПа	0,6	0,6	0,6
Давление воды в конденсаторе	кПа	5	5	5
Температура уходящих газов		177,401	154,353	118,308
КПД КУ	%	72,155	75,773	81,430
Располагаемая мощность турбины	МВт	173573,295	179193,548	185736,025
Относительный мощностной КПД турбины		0,891	0,888	0,887
Абсолютный внутренний КПД ПГУ	%	0,400	0,392	0,378
Абсолютный электрический КПД ПСУ	%	28,005	28,834	29,857
Электрическая мощность ПГУ	МВт	435189,781	439626,260	445105,204
Тепло подведенное в камере сгорания ГТУ	МВт	729785,056	729785,056	729785,056
Абсолютный электрический КПД ПГУ	%	0,596	0,602	0,610

3.2 Разработка, расчет и анализ трехконтурной схемы

Модель трехконтурной схемы рассчитана на основе модели описанной Трухнием А.Д. в [25]. Котел-утилизатор имеет три контура генерации пара: ВД, СД и НД. Из конденсатора конденсат подается в ГПК. Деаэратор питается насыщенным паром из барабана НД.

Главная особенность расчета котельной установки ГТУ с промежуточным перегревом пара состоит в том, что его необходимо выполнять совместно с расчетом паровой турбины, так как параметры пара на входе в промежуточного ПП зависят от процесса расширения пара в ЦВД.

Располагая параметрами выхлопных газов ГТУ, пара ВД и температурой питательной воды на входе в ГПК можно приступить к расчету КУ, целью которого является определение параметров пара, воды и газа по его тракту и количества теплоты, передаваемой в отдельных элементах котла-утилизатора.

При расчете КУ необходимо учитывать, что тепло передается от горячих газов ГТУ к воде и пару, и поэтому в любой точке КУ любого типа необходимо учитывать, что тепло передается от горячих газов ГТУ к воде и пару, и поэтому в любой точке КУ температура газов всегда выше, чем температура воды или пара.

Для контура высокого давления примем стандартные параметры пара: $p_{0\text{ВД}}=130$ бар, $t_{0\text{ВД}}=540^\circ\text{C}$. Для контура среднего давления примем параметры пара: $p_{0\text{СД}}=13$ бар, $t_{\text{ПП}}=540^\circ\text{C}$. Для контура низкого давления на начальном этапе расчета мы можем задать только величину давления, которая является в нашем случае $p_{0\text{НД}}=6$ бар. Температура же генерируемого пара среднего и низкого давлений будет определена впоследствии расчета котла утилизатора. Давление в конденсаторе выбрано $p_{\text{к}}=0,05$ бар. Принципиальная схема паротурбинной части представлена на рисунке 17. Температурные напоры в характерных точках принимаем 15°C .

Для расчета тепловой мощности ППСД, входящего в контур ВД, необходимо знать энтальпию перегретого пара $h_{0\text{СД}}$ на выходе из него. Стандартный подход, состоящий в выборе разностей температур между газами и паром здесь не может быть применен, так как неизвестна температура газов. Для расчета упрощенной схемы трехконтурной необходимо решить систему балансовых уравнений (5). Котел утилизатор условно поделен на 3 части: сечение 00-АА, сечение АА-ВВ, сечение ВВ-СС (рисунок 16).

В сечение 00-АА входят пароперегреватели ППВД, ППП и ППСД, а также испаритель ВД. Баланс между газами и пароводяной частью в данном сечении отражен в первом уравнении системы уравнений (5). Это линейное алгебраическое уравнение с двумя неизвестными: расходы пара ВД и СД.

В сечение АА-ВВ входят пароперегреватель и испаритель НД, а также экономайзер ВД. Баланс между газами и пароводяной частью в данном сечении отражен во втором уравнении системы уравнений (5). Это линейное алгебраическое уравнение еще с двумя неизвестными: расходы пара НД и деаэратора.

$$\left\{ \begin{array}{l} G_2(I_0 - I_{\text{ЭК}}^{\text{вд}}) = G_n^{\text{вд}}(h_0^{\text{вд}} - h_{\text{ЭК}}^{\text{вд}}) + G_n^{\text{вд}}(h_0^{\text{вд}} - h_z^{\text{вд}}) + G_n^{\text{сд}}(h_0^{\text{вд}} - h_{\text{ЭК.сд}}^{\text{вд}}) \\ G_2(I_{\text{ЭК}}^{\text{вд}} - I_{\text{ЭК}}^{\text{сд}}) = G_n^{\text{сд}}(h_{\text{ЭК.сд}}^{\text{вд}} - h_{\text{ЭК}}^{\text{сд}}) + G_n^{\text{вд}}(h_{\text{ЭК}}^{\text{вд}} - h_{\text{ЭК}}^{\text{сд}}) + (G_n^{\text{нд}} - G_{\text{д}})(h_0^{\text{нд}} - h_{\text{ЭК.нд}}^{\text{вд}}) \\ G_2(I_{\text{ЭК}}^{\text{сд}} - I_{\text{ЭК}}^{\text{нд}}) = (G_n^{\text{вд}} + G_n^{\text{сд}})(h_{\text{ЭК}}^{\text{сд}} - h_{\text{д}}) + G_n^{\text{нд}}(h_{\text{ЭК.нд}}^{\text{вд}} - h_{\text{д}}) \\ G_{\text{д}}h_{\text{ЭК.нд}}^{\text{вд}} + (G_n^{\text{вд}} + G_n^{\text{сд}} + G_n^{\text{нд}})h_{\text{зпк}} = (G_n^{\text{вд}} + G_n^{\text{сд}} + G_n^{\text{нд}})h_{\text{д}} \end{array} \right. \quad (5)$$

где G_{Γ} – расход уходящих газов ГТУ, кг/с;

$G_{\text{п}}^{\text{вд}}$ – расход пара ВД, кг/с;

$G_{\text{п}}^{\text{нд}}$ – расход пара НД, кг/с;

I_0 – энтальпия газов уходящих из ГТУ, кДж/кг;

$I_{\text{ЭК}}^{\text{вд}}$ – энтальпия газов экономайзера ВД, кДж/кг;

$I_{\text{ЭК}}^{\text{сд}}$ – энтальпия газов экономайзера СД, кДж/кг;

$I_{\text{ух}}^{\text{вд}}$ – энтальпия газов перед экономайзером ВД, кДж/кг;

$I_{\text{ЭК}}^{\text{нд}}$ – энтальпия газов экономайзера НД;

$h_0^{\text{вд}}$ – энтальпия перегретого пара ВД, кДж/кг;

$h_0^{\text{нд}}$ – энтальпия перегретого пара НД, кДж/кг;

$h_{\text{ЭК}}^{\text{вд}}$ – энтальпия воды экономайзера ВД, кДж/кг;

$h_{\text{д}}$ – энтальпия воды экономайзера ВД, кДж/кг.

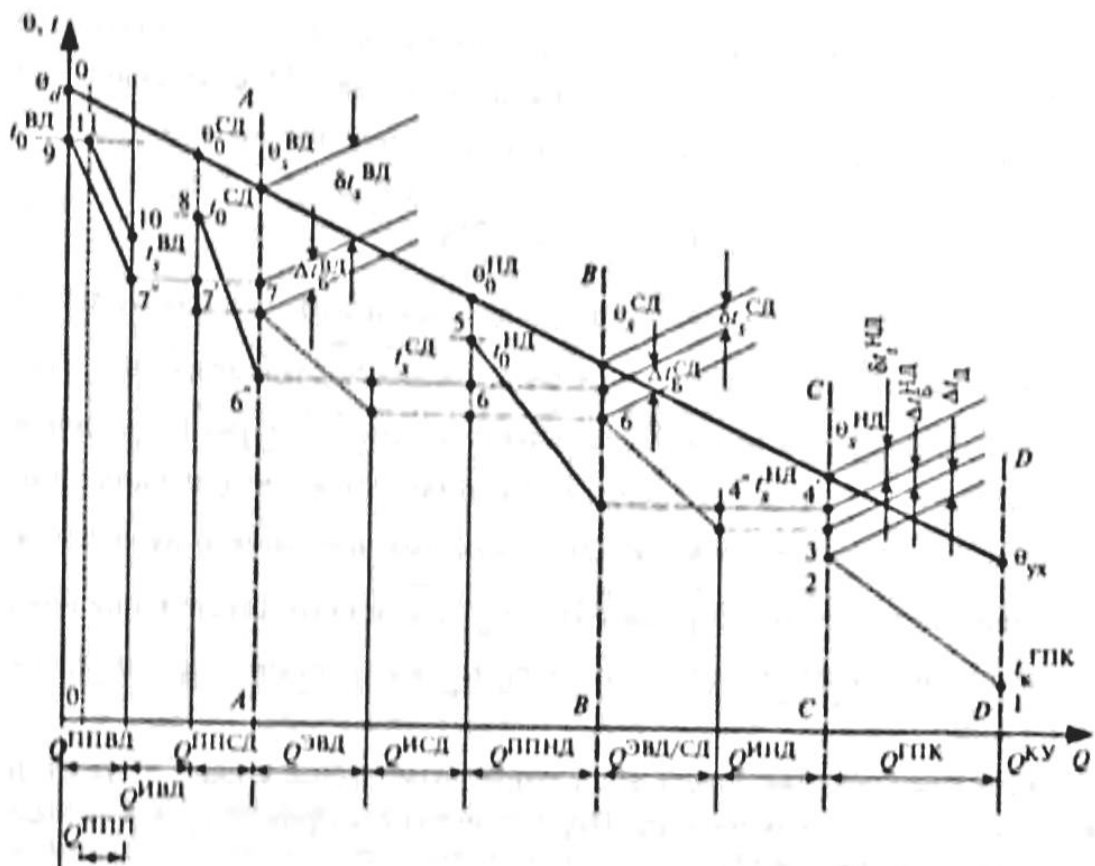


Рисунок 16 Тепловая диаграмма КУ трехконтурной ПГУ

В сечение ВВ-СС входят испаритель НД, а также экономайзер ВД/СД. Баланс между газами и пароводяной частью в данном сечении

Параметры	Обозн.	Ед.изм.	Величина
Энтальпия насыщения пара СД	$h''_{сд}$	кДж/кг	2803,3
Энтальпия насыщения воды СД	$h'_{сд}$	кДж/кг	1008,4
Промежуточный пароперегреватель			
Начальная температура контура ЦСД	$t_{0цсд}$	°С	540
Начальная энтальпия контура ЦСД	$h_{0цсд}$	кДж/кг	3547,0
Низкое давление			
Начальное давление контура НД	$p_{нд}$	бар	6
Начальная температура контура НД	$t_{0нд}$	°С	233,9
Начальная энтальпия контура СД	$h_{0нд}$	кДж/кг	2997,2
Температура насыщения СД	$t_{ннд}$	°С	158,8
Энтальпия насыщения пара СД	$h''_{нд}$	кДж/кг	2756,1
Энтальпия насыщения воды СД	$h'_{нд}$	кДж/кг	670,5
Газовый подогреватель конденсата			
Температура на выходе из ГПК	$t_{гпк}$	°С	110
Коэффициенты полезного действия цилиндров			
Коэффициент полезного действия ЦВД	$\eta_{цвд}$	-	0,85
Коэффициент полезного действия ЦСД	$\eta_{цсд}$	-	0,87
Коэффициент полезного действия ЦНД	$\eta_{цнд}$	-	0,807
Энтальпии пара в конце расширения ЦВД и ЦСД			
Энтальпия в конце расширения ЦВД	$h_{zцвд}$	кДж/кг	3079,3
Энтальпия в конце расширения ЦСД	$h_{zцсд}$	кДж/кг	3122,7
Температуры газов в характерных точках			
Начальная температура газов	ϑ_0	°С	625,0
Температура газов перед экономайзером ВД	ϑ_3	°С	345,9
Температура газов перед экономайзером ВД/СД	ϑ_6	°С	248,9
Температура газов перед ГПК	ϑ_8	°С	173,8
Энтальпии газов в характерных точках			
Начальная энтальпия газов	I_0	кДж/кг	720,2
Энтальпия газов перед экономайзером ВД	I_3	кДж/кг	384,8
Энтальпия газов перед экономайзером ВД/СД	I_6	кДж/кг	273,4
Энтальпия газов перед ГПК	I_8	кДж/кг	189,1

Решение системы уравнений (5) выполнено в электронных таблицах Microsoft Excel методом итераций. Для этого была составлена первоначальная матрица системы уравнений (таблица 20).

Таблица 20 – Матричная форма записи системы уравнений (5)

Газы	$G_{ВД}$	$G_{СД}$	$G_{НД}$	$G_{Д}$
275096	2381	743,8	0	0
91313	523	1795	241	-241,0
69115	337,9	337,9	2085	0
0	-209,6	-209,6	-209,6	2327

На основе решения системы уравнений получены расходы в контурах ВД, СД и НД, также определен расход пара на деаэратор (таблица 21).

Таблица 21 Значения расходов пара по контурам и деаэратора

Расход пара ВД	$G_{ВД}$	кг/с	109,6
Расход пара СД	$G_{СД}$	кг/с	19,0
Расход пара НД	$G_{НД}$	кг/с	12,3
Расход пара на деаэратор	$G_{Д}$	кг/с	13,1

Из таблицы видно, что найденные значения расхода являются положительными величинами и имеют порядок, сопоставимый с порядком значений расходов двухконтурной ПГУ. Из этого следует, что найденные значения являются правильными и адекватными.

В таблице 22 представлены результаты расчетов расходов на подогреватели сетевой воды.

Таблица 22 Определение параметров по сетевым подогревателям

Расход пара на ПСВ-1	$D_{псв-1}$	кг/с	39,2
Давление второго сетевого отбора p_2	p_2	бар	2,5
Энтальпия пара второго сетевого отбора	h_2	кДж/кг	2961,4
Энтальпия дренажа отбора	h'_2	кДж/кг	535,4
Температура насыщения при давлении p_2	$t_{н p2}$	°С	127,4
Давление первого сетевого отбора p_1	p_1	бар	1,2
Энтальпия пара первого сетевого отбора	h_1	кДж/кг	2849,1
Энтальпия дренажа отбора	h'_1	кДж/кг	439,3
Температура насыщения при давлении p_1	$t_{н p1}$	°С	104,8
Расход пара на ПСГ-2	$D_{псг-2}$	кг/с	39,6
Расход пара на ПСГ-1	$D_{псг-1}$	кг/с	34,5

Тепловая диаграмма трехконтурного КУ представлена на рисунке 18, из диаграммы видно, что температурные напоры положительны. Из рисунка 18 видно, что физическая сторона найденного решения системы уравнений (5) и заданные температурные напоры не противоречат протеканию физического процесса, а значит первоначальные данные предложены верно.

Кроме того по сравнению с двухконтурной схемой, более рационально используется теплота газов в контуре высокого и среднего давления.

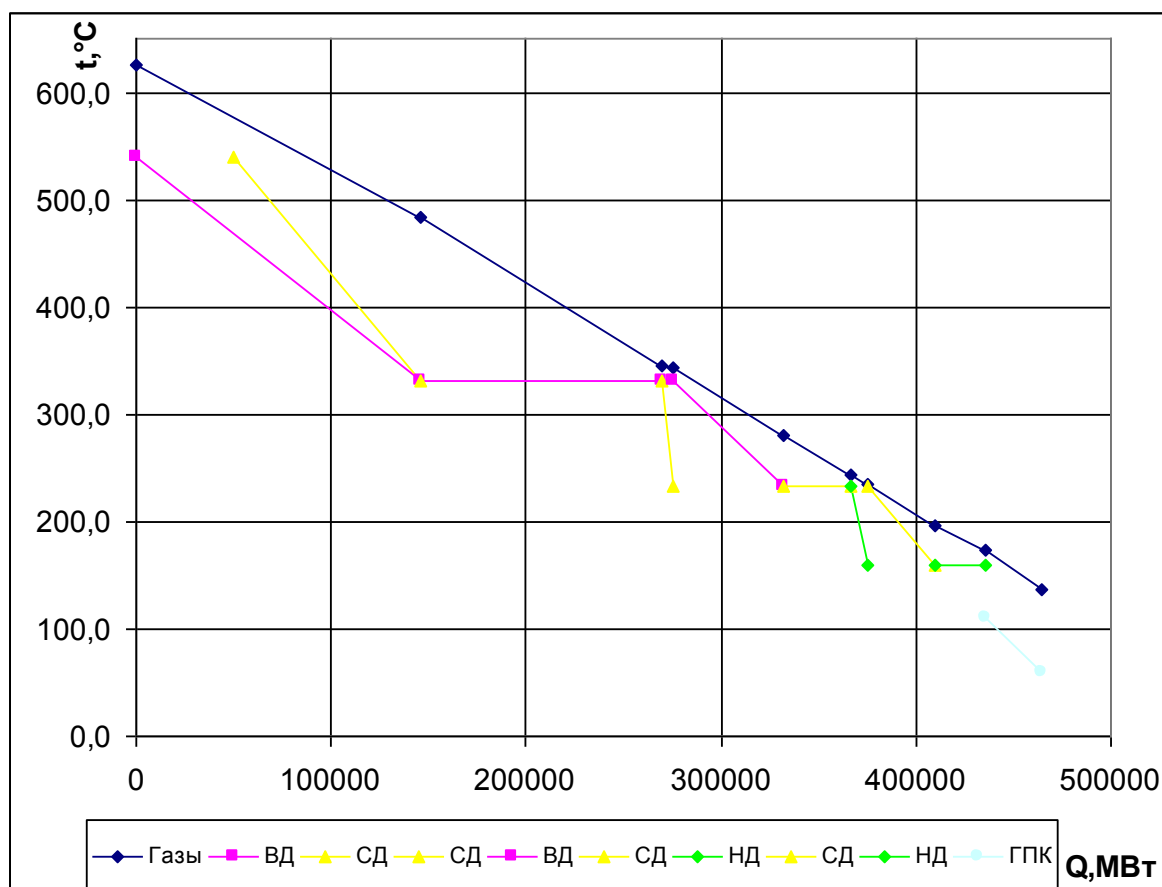


Рисунок 18 Тепловая характеристика трехконтурного котла утилизатора

В таблицах 23-26 представлены результаты расчета трехконтурной схемы на всех режимах работы ТЭЦ.

Таблица 23 – Удельные характеристики блока в пиковом режиме

Коэффициент полезного действия КУ	$\eta_{ку}$	%	78,7
Мощность паровой турбины	$N_{пт}$	МВт	125,1
Тепло отпущенное ПСВ-1	$Q_{псв-1}$	МВт	105,07
Тепло отпущенное ПСГ-2	$Q_{псг-2}$	МВт	99,83
Тепло отпущенное ПСГ-1	$Q_{псг-1}$	МВт	83,15
Мощность газовой турбины	$N_{гт}$	МВт	375
КПД ПСУ	$\eta_{псу}$	%	70,9

КПД ГТУ	$\eta_{ГТУ}$	%	40
КПД ПГУ	$\eta_{ПГУ}$	%	80,4

Таблица 24 – Удельные характеристики блока в базовом режиме

Коэффициент полезного действия КУ	$\eta_{КУ}$	%	80,5
Мощность паровой турбины	$N_{ПТ}$	МВт	149,6
Тепло отпущенное ПСВ-1	$Q_{ПСВ-1}$	МВт	0
Тепло отпущенное ПСГ-2	$Q_{ПСГ-2}$	МВт	99,8
Тепло отпущенное ПСГ-1	$Q_{ПСГ-1}$	МВт	92,2
Мощность газовой турбины	$N_{ГТ}$	МВт	375
КПД ПСУ	$\eta_{ПСУ}$	%	52,8
КПД ГТУ	$\eta_{ГТУ}$	%	40
КПД ПГУ	$\eta_{ПГУ}$	%	73,1

Таблица 25 – Удельные характеристики блока в летнем режиме без гвс

Коэффициент полезного действия КУ	$\eta_{КУ}$	%	78,7
Мощность паровой турбины	$N_{ПТ}$	МВт	183,3
Тепло отпущенное ПСВ-1	$Q_{ПСВ-1}$	МВт	0
Тепло отпущенное ПСГ-2	$Q_{ПСГ-2}$	МВт	0
Тепло отпущенное ПСГ-1	$Q_{ПСГ-1}$	МВт	0
Мощность газовой турбины	$N_{ГТ}$	МВт	375
КПД ПСУ	$\eta_{ПСУ}$	%	39,4
КПД ГТУ	$\eta_{ГТУ}$	%	40
КПД ПГУ	$\eta_{ПГУ}$	%	61,3

Таблица 26 – Удельные характеристики в летнем режиме

Коэффициент полезного действия КУ	$\eta_{КУ}$	%	78,7
Мощность паровой турбины	$N_{ПТ}$	МВт	171,1
Тепло отпущенное ПСВ-1	$Q_{ПСВ-1}$	МВт	0
Тепло отпущенное ПСГ-2	$Q_{ПСГ-2}$	МВт	0
Тепло отпущенное ПСГ-1	$Q_{ПСГ-1}$	МВт	81,5
Мощность газовой турбины	$N_{ГТ}$	МВт	375
КПД ПСУ	$\eta_{ПСУ}$	%	43,8
КПД ГТУ	$\eta_{ГТУ}$	%	40
КПД ПГУ	$\eta_{ПГУ}$	%	65,9

Из полученных результатов видно, что наибольший КПД схемы достигается в пиковом режиме – 80,4% при одном и том же расходе топлива газовой турбиной, при этом КПД ПСУ максимальный и превышает 70 %. Базовый режим характеризуется высокой экономичностью. КПД ПГУ на базовом режиме 73 %, при этом КПД ПСУ достигает значения 52,8 %, что значительно выше существующих показателей действующих ТЭЦ. Даже летний режим характеризуется высокими показателями.

Из представленных расчетов и анализа видно, что двух- или трехконтурная схема ПГУ позволяет существенно увеличить электрическую мощность на том же потреблении топлива.

На рисунке 19 представлена зависимость КПД ПГУ ТЭЦ в зависимости от тепловой нагрузки для двухконтурной схемы и для трехконтурной схемы.

Из рисунка 19 видно:

- КПД трехконтурной ПГУ больше двухконтурной;
- вне зависимости от величины отпуска тепла разница КПД ПСУ одинакова, а значит не зависит от его величины. Разница составляет около 7 %;
- более высоким КПД трехконтурная ПГУ обязана промперегреву.

Таким образом КПД брутто трехконтурной ПГУ превышает двухконтурную, однако необходимо помнить о величине собственных нужд.

В трехконтурной схеме присутствует еще один дополнительный насос, а значит, кроме потребления электроэнергии это означает еще одно звено, в случае выхода из строя которого прекратиться подача тепла в город.

Схемой можно предусмотреть, чтоб при аварийном останове ПСУ подогреватели сетевой воды питались от РОУ. Однако при выходе из строя питания любого из контуров КУ приведет к полному останову блока, в том числе и ГТУ, при отсутствии байпасного газохода, в котором установлен газоплотный шибер.

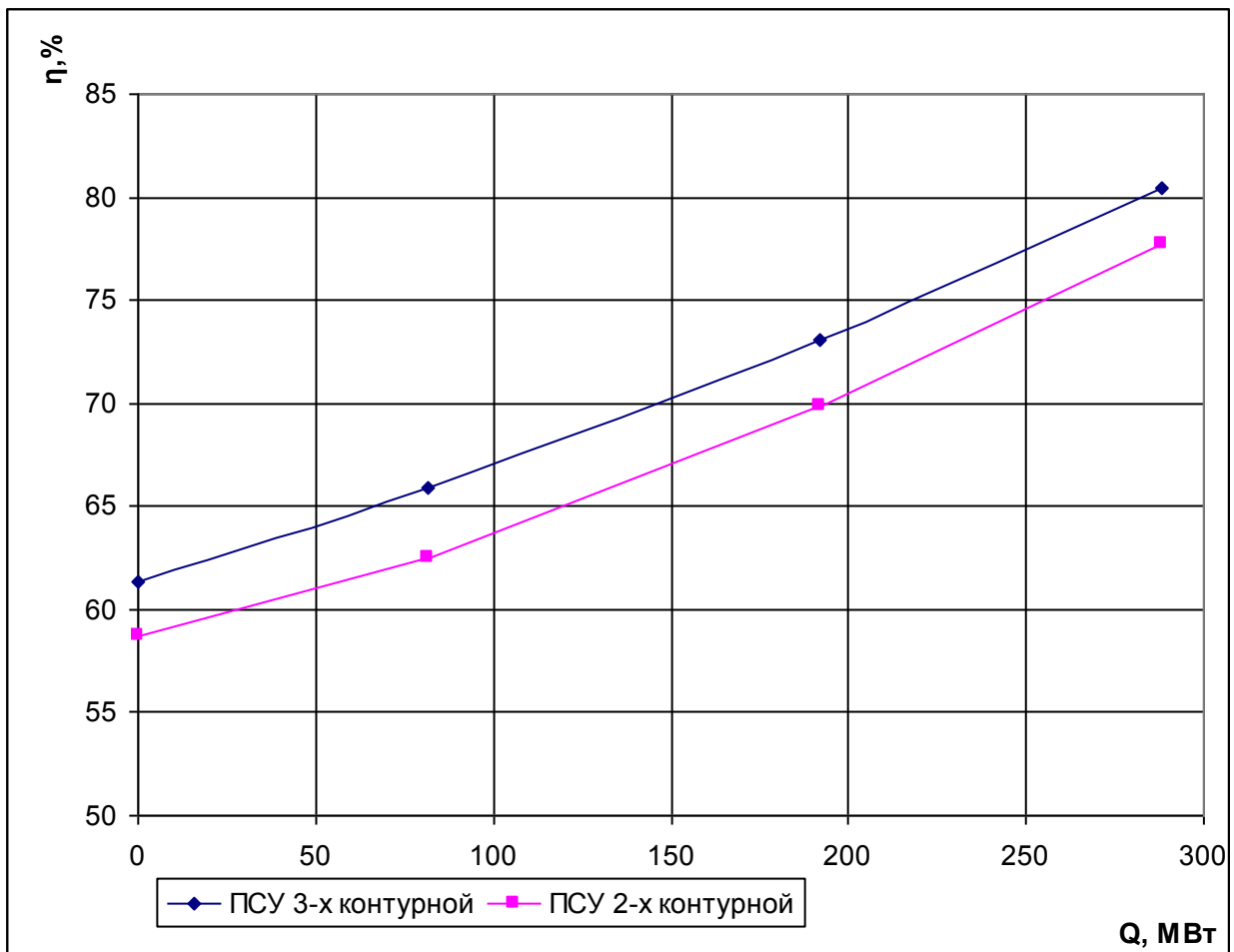


Рисунок 19 – Зависимости КПД двух и трехконтурной ПГУ от отпуска тепла

Тем не менее, каждый 1 % потерянного тепла через не плотности шибера ведет к снижению экономичности энергоблока примерно на 0,3 %. Т.о. собственные нужды, трудности в эксплуатации блока с промперегревом и шибером байпасного газохода снижают преимущество трехконтурной ПГУ над двухконтурной. Двухконтурная ПГУ в свою очередь более отработанная схема и чаще всего используемая. Двухконтурная схема с точки зрения надежности эксплуатации будет лучшим вариантом для реализации ПГУ-ТЭЦ.

Методика расчета теплофикационных режимов работы ПГУ не имеет принципиальных отличий от расчета теплофикационных режимов работы паросиловых энергоблоков, которая давно известна и приведена в [9, 21, 23]. Однако имеется ряд особенностей, связанных со структурой и режимом работы теплофикационных установок, применяемых в составе тепловых схем трехконтурных ПГУ, которые заключаются в следующем:

Паротурбинные установки, применяемые в составе трехконтурных ПГУ, не имеют системы регенерации, поэтому сетевые подогреватели теплофикационных установок ПГУ следует оснащать охладителями дренажа;

в тепловой схеме КУ следует необходимо предусмотреть дополнительный подогрев части конденсата с последующим его использованием в теплофикационной установке.

Данные схемные решения позволят повысить степень утилизации теплоты уходящих газов в КУ. Однако, применение вышеуказанных решений с точки зрения оптимальности показателей технико-экономической эффективности ПГУ до настоящего момента остается открытым.

Еще одним схемным решением, позволяющим ощутимо повысить отпуск тепла и показатели экономичности установки, является возможность отбора части конденсата после ГПК КУ и подачи ее в верхний или нижний сетевой подогреватель в зависимости от режима работы. Кроме того необходимо предусмотреть возможность установки охладителей дренажей (ОД) для каждого подогревателя, что позволит повысить экономичность установки. Необходимо отметить, что выбор числа ОД и величины максимально допустимого отбора конденсата от ГПК КУ следует сделать на основании результатов технико-экономической оптимизации.

Заключение

Сегодня теплофикация с учетом значительного износа оборудования и неоптимальных режимов работы ТЭЦ требует существенной перестройки и модернизации для повышения энергоэффективности.

Повышение эффективности традиционных схем ТЭЦ может быть достигнуто путем совершенствования технологии и модернизации оборудования ТЭЦ.

Для действующих ТЭЦ особую роль играют малозатратные технические мероприятия, к которым, в первую очередь, относятся мероприятия по снижению потерь тепла в конденсаторе турбин, оптимизация режимов эксплуатации паровых турбин и их тепловых схем, а также ТЭЦ в целом. Технические мероприятия позволяют решить ряд частных вопросов и повысить эффективность на 1,-2,5 %. Однако с точки зрения получения дополнительной мощности при сохранении энергоэффективности необходимы изменения в схемах ТЭЦ с использованием ГТУ и ПГУ.

Парогазовая установка с котлом-утилизатором - наиболее перспективная и широко распространённая в энергетике парогазовая установка, отличающаяся простотой и высокой эффективностью производства электрической энергии. Утилизационные ПГУ - единственные в мире энергетические установки, которые при работе в конденсационном режиме могут отпускать потребителям электроэнергию с КПД 55-60 %, что отчетливо подтверждено расчетами в работе для ПГУ различных схем и мощностей.

Современные энергетические газовые турбины работают с температурой газов 1100...1200 °С, их КПД достигает 38 %. Температура уходящих газов большинства ГТУ составляет 570-590 °С, что не позволяет использовать в составе ПГУ стандартные высокоэкономичные паровые турбины. Паровые турбины, работающие в составе ПГУ как правило выполняются на параметры пара до 10 МПа и до температуры перегретого пара 510-520 °С. Экономичность таких ПТУ не превышает 30-33%.

Температура выхлопных газов ГТУ нового поколения достигла 640 °С, и это дает возможность для использования более экономичного паросилового цикла. Это позволяет использовать паровые турбины с температурой перегретого пара 540-560°С, в том числе с промперегревом, как докритического, так и сверхкритического давления, однако для ТЭЦ вариант сверхкритического давления не рассматривался, так как для строительства ТЭЦ на сверхкритические параметры пара в Казахстане нет экономической целесообразности.

Для оценки эффективности схемных решений в работе был:

- выполнен обзор и анализ литературных данных и обоснование целесообразности решения поставленной задачи;
- проведен анализ ГТУ-надстроек, проведен анализ эффективности применения ГТУ-надстройки на примере Уральской ТЭЦ
- разработана методология расчета и проведены расчеты и анализ тепловых схем двухконтурных и трехконтурных ПГУ с промежуточным перегревом пара и ее конкретная реализация для ГТУ мощностью 375 МВт;
- проведено сравнение с двухконтурной ПГУ при одинаковой мощности и параметрах газовой турбины, при неизменной схеме паросиловой части;

Расчет утилизационной трехконтурной ПТУ с промперегревом зависит от многочисленных факторов: структуры и расположения поверхностей нагрева в котле утилизаторе (КУ), начальных, промежуточных и конечных параметров паросилового цикла, температурных напоров в «пинч-точках» и параметров выхода пара из контуров КУ, способов деаэрации и организации подогрева конденсата перед его поступлением в КУ, организации питания контуров конденсатом и питательной водой соответствующего давления и от многих других факторов. Для сравнительного анализа была выбрана схема ПТУ без регенерации с деаэратором повышенного давления и газовым водонагревателем. В двухконтурной схеме проведен анализ влияния давления контура НД на тепловую экономичность ПГУ.

Переход от двухконтурной схемы на трехконтурную с промперегревом как показали расчеты существенно повышает экономичность ПГУ, КПД установки возрастает. КПД двухконтурной ПГУ в базовом режиме составил порядка 69 %, КПД трехконтурной ПГУ - 73 %.

Расчетная схема, представленная в расчетах, является оригинальной и составлена и рассчитана совместно с магистром техники и технологии Перегудовым Р.Ю. при выполнении магистерской диссертации. Результаты совместной работы доложены на конференции магистрантов и «Недели науки в СПбГПУ» в 2014 г.

Список литературы

1. Андрющенко А.И., Змачинский А.В., Понятов В.А. Оптимизация тепловых циклов и процессов ТЭС. - М.: Высшая школа, 1974. - 280с.
2. Андрющенко А.И. Системная эффективность бинарных ПГУ-ТЭЦ// Теплоэнергетика, 2000, №12, стр. 11-15
3. Арсеньев Л.В., Рисс В., Черников В.А. Комбинированные установки с паровыми и газовыми турбинами. - Санкт-Петербург: Изд-во СПбГТУ, 1996.- 124с.
4. Безлепкин В.П. Парогазовые и паротурбинные установки электростанций. - Санкт-Петербург: Изд-во СПбГТУ, 1997. - 295с.
5. Цанев С.В., Буров В.Д., Ремезов А.Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электрических станций. - М.: Изд-во МЭИ, 2002 584 с.
6. Г. Г. Ольховский Совершенствование технологий комбинированной выработки электроэнергии и тепла на ТЭЦ России / Новости теплоснабжения №10, 2003 г., <http://www.nts.ru>
7. Национальный энергетический доклад. «Kazenergy», 19 декабря 2013 г.
8. Торжков В.Е., Буров В.Д., Цанев С.В., Зензин А.В. Эффективность технического перевооружения паротурбинных теплофикационных энергоустановок с использованием парогазовой технологии // Энергосбережение и водоподготовка. - 2001. — № 1. - С. 4-10.
9. Тепловые электрические станции: учебник для вузов / В.Д. Буров, Е.В. Дорохов, Д.П. Елизаров и др.; под ред. В.М. Лавыгина, А.С. Седлова, С.В. Цанева. - М.: Изд-во МЭИ, 2005. - 454 с.
10. Расчёты показателей тепловых схем и элементов парогазовых и газотурбинных установок электростанций / Цанев С.В., Буров В.Д., Дорофеев С.Н. и др.; Под ред. Чижова В.В. -М.: Изд-во МЭИ, 2000. - 72 с.
11. Замалеев М. М., Шарапов В. И. О способах повышения эффективности теплофикации на ТЭЦ/ Энергоресурсосбережение и энергоэффективность. №2 (32) 2010 – с.9-11
12. Повышение эффективности комбинированного производства тепла и электроэнергии/ В. Ф. Гуторов, Е. И. Эфрос, Л. Л. Симою //Энергосбережение. №6. 2004г. с.30-32
13. Ольховский Г.Г. Развитие теплоэнергетических технологий. Газотурбинные и парогазовые установки // Развитие теплоэнергетики (Сб. научн. ст.). М.: АООТ «ВТИ». 1996. С. 59-64.
14. Ольховский Г.Г., Тумановский А.Г. Перспективы совершенствования тепловых электростанций // Электрические станции. 2000. №1. С.63-70.
15. Радин Ю.А. Освоение первых отечественных бинарных установок // Теплоэнергетика, 2006, №7, стр. 4-13.

16. Березинец П.А., Ольховский Г.Г. Техническое перевооружение газомазутных ТЭС с использованием газотурбинных и парогазовых технологий. // Теплоэнергетика. - 2001. - №6. С. 11-20
17. Девянин А.В., Цанев С.В., Буров В.Д. Техническое перевооружение паросиловой теплоэлектроцентрали в парогазовую теплофикационную установку // Вестник МЭИ, 2005, №2. с. 29-33.
18. Современные природоохранные технологии в электроэнергетике: Информационный сборник / В.В. Абрамов и др.; под общей ред. В.Я. Путилова. М.: Издательский дом МЭИ, 2007 388 с.
19. Основы современной энергетики. Учебное электронное издание под общей редакцией чл.-корр. РАН Е. В. Аметистова.: -М.: Издательство МЭИ, 2004.
20. Теплофикационная парогазовая установка Северо-Западной ТЭЦ . А.Ф. Дьяков, П.А. Березинец, М.К. Васильев и др. Электрические станции. 1996. № 7. С. 11—15.
21. Тепловые и атомные электростанции: Справочник/Под общ. ред. чл.-корр.РАН А.В.Клименко и проф. В.М. Зорина. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательство МЭИ, 2003 – 648 с.
22. Перспективные газотурбинные и парогазовые установки для энергетики/Ольховский Г.Г. //Теплоэнергетика, 2013 г. с.3-12.
23. Трухний А.Д. Расчет тепловых схем утилизационных парогазовых установок: учебное пособие/ А.Д. Трухний, А.А. Романюк. - М.: Издательский дом МЭИ, 2006. - 40 с.;
24. Методика расчета тепловых схем газотурбинных и парогазовых электростанций/ С.В. Цанев, В.Д. Буров, М.А. Соколова, В.Е. Торжков. – М.Издательство МЭИ, 2004. – 48с.;
25. А.Д. Трухний, Н.С. Паршина, Т.С. Лукьянова, Расчет тепловых схем трехконтурных утилизационных парогазовых установок: учеб. Пособие - М.: Издательский дом МЭИ, 2010. – 48 с.