

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ
НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
«Харьковский политехнический институт»

А.В. Ефимов, Т.А. Гаркуша, Т.А. Есипенко

**АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ
ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК
С УСОВЕРШЕНСТВОВАННОЙ СХЕМОЙ ВПРЫСКА
ВОДЯНОГО ПАРА В КАМЕРУ СГОРАНИЯ
И ПАРОВЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ**

Учебное пособие по курсу
«ТЭС и АЭС»

для студентов направления 6.090500 – бакалавр энергетики
специальности «Котлы и реакторы»

Утверждено
редакционно-издательским
советом университета,
протокол № 2 от 21.06.2007 г.

Харьков НТУ «ХПИ» 2008

ББК 31.363

Е 90

УДК 621.438

Рецензенты: *И.Г. Шелепов*, канд. техн. наук, проф., зав.каф.
Украинская инженерно-педагогическая академия
О.А. Литвиненко, канд. техн. наук, ст. препод.
Национальный технический университет «ХПИ»

Представлені аналіз ефективності роботи та оптимізація теплових схем, процесів і конструкцій газотурбінних і газопаротурбінних установок, які являють собою важливі науково-технічні задачі сучасної стаціонарної і транспортної енергетики.

Призначено для студентів напрямку 6.090500 – бакалавр енергетики спеціальності „Котли і реактори”.

Ефимов А.В. и др.

Е 90 Анализ эффективности работы газотурбинных установок с усовершенствованной схемой впрыска водяного пара в камеру сгорания и паровым охлаждением газовой турбины: учебное пособие / А.В. Ефимов, Т.А. Гаркуша, Т.А. Есипенко – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – 68 с. – На рус. яз.

Представлены анализ эффективности работы и оптимизация тепловых схем, процессов и конструкций газотурбинных и газопаротурбинных установок, представляющие собой важные научно-технические задачи современной стационарной и транспортной энергетики.

Предназначено для студентов направления 6.090500 – бакалавр энергетики специальности «Котлы и реакторы».

Ил. 16. Табл. 5. Библиогр.: 16 назв.

ББК 31.363

© А.В.Ефимов, Т.А. Гаркуша,

ISBN

Т.А. Есипенко, 2007

ВСТУПЛЕНИЕ

Для современных газотурбинных двигателей (ГТД), входящих в состав газотурбинных установок (ГТУ) с различными системами охлаждения, характерен высокий уровень температуры уходящих газов ($T_{\text{ух}}=550\div 600\text{ }^{\circ}\text{C}$) [1]. Теплота уходящих газов ГТД (их тепловая утилизация) может служить источником выработки дополнительной мощности – электрической, тепловой или механической.

Дополнительные электрическая и тепловая мощности вырабатываются в результате генерации и работы перегретого пара в теплоутилизационных контурах, включающих в себя паротурбинную установку (ПТУ). Теплоутилизационные контуры, включающие в себя ПТУ, в сочетании с базовым ГТД составляют комбинированную энергетическую установку [2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9].

Следует различать комбинированные парогазотурбинные и газопаротурбинные энергетические установки.

В комбинированных парогазотурбинных установках (ПГУ) мощность паротурбинной части установки значительно больше мощности ее газотурбинной части (более 75 %) [3].

В комбинированных газопаротурбинных установках (ГПУ) мощность, вырабатываемая газотурбинной частью установки, больше мощности ее паротурбинной части.

Представленные в данном учебном пособии анализ эффективности работы, оптимизация тепловых схем, процессов и конструкций газотурбинных и газопаротурбинных установок представляют собой важные научно-технические задачи современной стационарной и транспортной энергетики.

РАЗДЕЛ 1
АНАЛИЗ РАЗЛИЧНЫХ СХЕМ И СПОСОБОВ
ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОТЫ УХОДЯЩИХ ГАЗОВ
ГАЗОТУРБИНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ В ЦИКЛАХ
ГАЗОТУРБИНЫХ И ГАЗОПАРОТУРБИНЫХ УСТАНОВОК

Повышение мощности и эффективности работы комбинированных ГПУ по сравнению с ГТУ простого цикла достигается двумя основными способами:

- 1) за счет подачи генерируемого в теплоутилизационных контурах перегретого пара в паровую турбину ПТУ;
- 2) за счет подачи (впрыска) генерируемого в теплоутилизационных контурах перегретого пара в камеру сгорания, а затем в проточную часть газовой турбины ГТД.

В схемах ГПУ, использующих первый способ повышения мощности и эффективности энергетических установок (эффективности использования топлива), газообразное и пароводяное рабочие вещества движутся по самостоятельным газовым и пароводяным контурам, взаимодействуя лишь посредством теплообмена в нагревательных элементах поверхностного типа. К ним, прежде всего, относятся ГПУ, которые предназначены для выработки (генерации) электрической энергии. Цикл работы этих установок называется КОМБИ. Принципиальная тепловая схема таких ГПУ представлена на рис. 1.1.

К типу установок, работающих по циклу КОМБИ, относятся также когенерационные ГПУ, применяемые для совместной выработки (когенерации) электрической энергии и тепловой энергии в виде пара или горячей воды, которые, хотя и не имеют в своей схеме паротурбинной установки, но тоже называются газопаротурбинными [3]. Принципиальная тепловая схема этих установок представлена на рис. 1.2. Необходимо отметить, что электрическая мощность когенерационных ГПУ соответствует полезной (эффективной) мощности ГТД, а величина тепловой мощности может изменяться в широких пределах. Когенерационные ГПУ обладают высоким коэффициентом использования тепла

и наиболее эффективны в качестве электростанций для промышленных предприятий и хозяйств, где имеется постоянная потребность в электрической и тепловой энергиях.

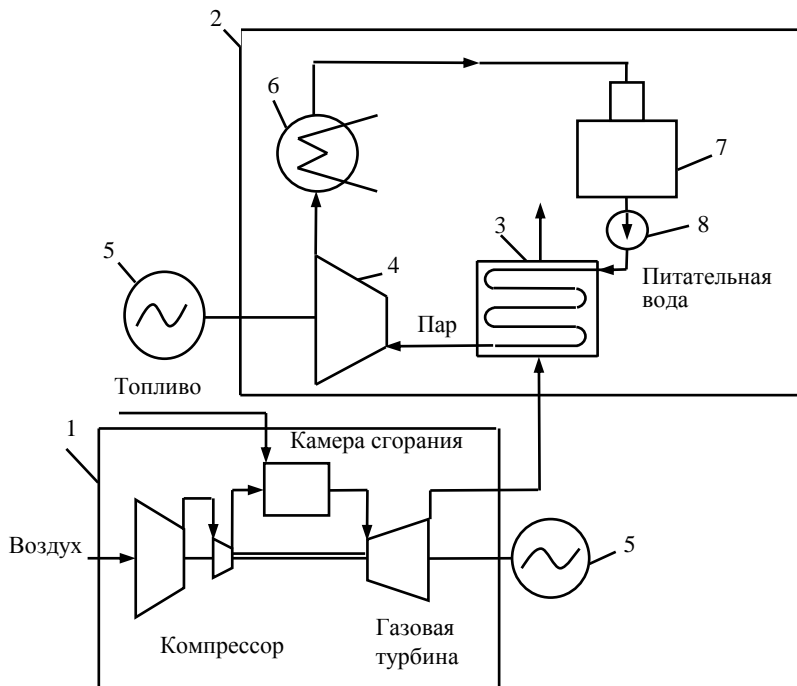


Рисунок 1.1 – Принципиальная тепловая схема комбинированной электрической ГПУ:

- 1 – газотурбинный двигатель; 2 – теплоутилизационный контур;
- 3 – котел-утилизатор; 4 – паровая турбина;
- 5 – электрогенератор; 6 – конденсатор;
- 7 – расходный бак питательной воды; 8 – насос

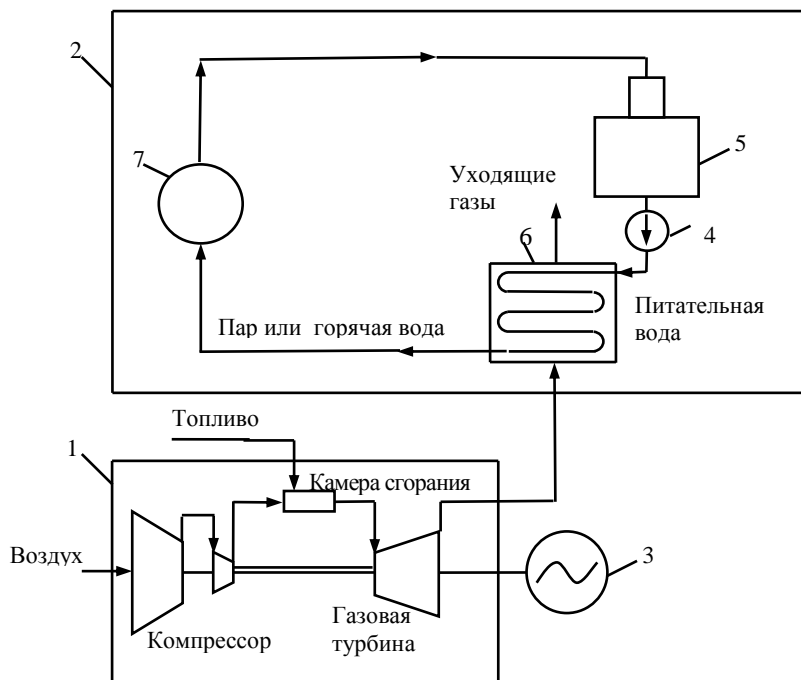


Рисунок 1.2 – Принципиальная тепловая схема
комбинированной когенерационной ГПУ:

- 1 – газотурбинный двигатель; 2 – теплоутилизационный контур;
- 3 – электрогенератор; 4 – насос;
- 5 – расходный бак питательной воды;
- 6 – котел-утилизатор (паровой или водогрейный);
- 7 – потребитель тепла

В схемах современных ГПУ, работающих по циклу КОМБИ, для получения больших мощностей применяются несколько теплоутилизационных контуров различных давлений (два–три), позволяющие получить коэффициент полезного действия (КПД) комбинированных установок около 56÷57 %. В табл. 1.1 в качестве примера приведены основные показатели современных наиболее мощных ГПУ, работающих по циклу КОМБИ, с двумя или тремя теплоутилизационными контурами.

Таблица 1.1 – Основные показатели мощных ГПУ КОМБИ различных фирм

Фирма	«ABB»		«Siemens»		«GE-Alstom»	
Модель ГПУ	K13E2	K13E3	GUD 1,94	GUD 15,94	VEGA 109E	VEGA 109F
Количество контуров	2	3	2	3	2	3
Мощность ГТУ, МВт	160,2	160,2	154,0	255,0	122,6	246,1
Мощность ПТУ, МВт	82,9	92,1	88,0	130,0	69,9	145,8
КПД, %	53,3	55,1	52,1	56,0	52,1	57,3

Фирма «General Electric» (США) совместно с другими производителями энергетического оборудования, в частности с «Alstom» (Франция), с 1997 г. выпускает ГПУ S109H, работающую по циклу КОМБИ, с расчетным эффективным КПД около 60 %. По всей видимости, это значение близко к предельному для газопаротурбинных энергетических установок с утилизацией теплоты уходящих газов газотурбинных двигателей.

В схемах ГПУ, в которых применяется второй способ повышения эффективности энергетических установок, происходит смешение продуктов сгорания органического топлива с пароводяным рабочим телом за счет впрыска перегретого пара в камеру сгорания ГТД (или, иначе, его «сжигания») перед расширением в газовой турбине с целью выработки дополнительной мощности. Установки такого типа работают по

циклу STIG (steam injection in gas), запатентованному в США. Они получили название ГТУ STIG.

Схемы впрыска пара в ГТУ STIG могут быть одноступенчатыми и многоступенчатыми. При одноступенчатой схеме впрыска (одноступенчатом «сжигании») пар подается в одну основную, общую с органическим топливом, камеру сгорания ГТД. При многоступенчатой схеме впрыска (многоступенчатом «сжигании») пар подается в несколько камер сгорания: основную, общую с органическим топливом, и дополнительную, расположенную между турбинами высокого и низкого давлений.

При анализе показателей ГТУ, работающих по циклу STIG, принято считать, что все процессы тепломассообмена и энергообмена завершены в камере сгорания до расширения рабочего вещества в проточной части газовой турбины, а само рабочее вещество, представляющее собой однородную смесь продуктов сгорания топлива, воздуха и пара (газопаровую смесь), подчиняется законам идеального газа.

Работа ГТУ по циклу STIG позволяет получить большое увеличение их эффективной мощности (до 60÷80 %) и обеспечить минимальные значения концентраций оксидов азота и углерода (NO_x и CO) в уходящих газах ГТУ без существенных дополнительных материальных затрат. Принципиальная тепловая схема ГТУ STIG с одноступенчатым впрыском водяного пара в камеру сгорания показана на рис. 1.3.

В энергетике реально существуют два типа ГТУ, работающих по циклу STIG: с неконвертированной (неизменной под газопаровую смесь) и конвертированной (изменной под газопаровую смесь) проточной частью газотурбинного двигателя [4, 5, 6, 7]. Установки с конвертированной проточной частью ГТД по сравнению с установками с неконвертированной проточной частью обеспечивают получение большей электрической мощности и КПД газотурбинной установки.

ГТУ STIG по сравнению с ГПУ, работающими по циклу КОМБИ, имеют целый ряд преимуществ. Основные из них следующие:

- более большое увеличение эффективной мощности: в ГПУ, работающих по циклу КОМБИ, паровая турбина может дать дополнительную к ГТУ мощность $\Delta N_{\text{доп}} = 20 \div 30 \%$, а в ГТУ STIG $\Delta N_{\text{доп}} = 60 \div 80 \%$ и более;
- массогабаритные характеристики и стоимостные показатели ГТУ STIG без паротурбинной части предпочтительнее из-за отсутствия паровой турбины с конденсатором и ее вспомогательных систем; это также

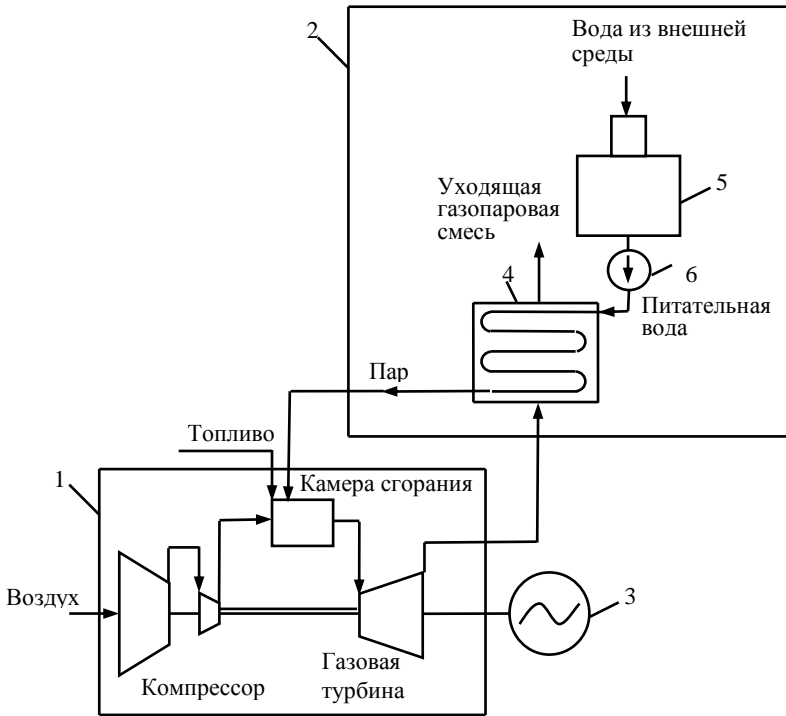


Рисунок 1.3 – Принципиальная тепловая схема ГТУ STIG с впрыском пара в камеру сгорания ГТД:

- 1 – газотурбинный двигатель; 2 – теплоутилизационный контур;
 3 – электрогенератор; 4 – котел-утилизатор;
 5 – химическая очистка и расходный бак питательной воды; 6 – насос

позволяет эксплуатировать ГТУ STIG в легких укрытиях, а не в специальных зданиях, в результате чего упрощается процесс эксплуатации;

- при условии необходимости поддержания постоянной мощности ГТУ впрыск пара по схеме STIG позволяет на некоторых частичных режимах работы ГТД снизить температуру рабочего вещества на входе в газовую турбину и тем самым способствовать продлению срока ее эксплуатации [10, 11].

Есть и другие преимущества ГТУ STIG перед ГПУ, работающими по циклу КОМБИ.

Однако ГТУ STIG обладают серьезным недостатком – в них необходима постоянная водоподготовка питательной воды для парового котла-утилизатора, равная расходу пара, поскольку пар после расширения в составе газопаровой смеси в проточной части газовой турбины вместе с уходящими выхлопными газами безвозвратно уносится в атмосферу. Водоподготовка должна быть высочайшей степени очистки исходной воды в соответствии с требованиями на подготовку питательной воды для котлов-утилизаторов. Это приводит к удорожанию ГТУ STIG и создает проблемы при их эксплуатации в условиях дефицита воды (например, в маловодных районах или на морском транспорте).

Необходимо отметить, что все многообразие существующих тепловых схем ГПУ и ГТУ и их теплоутилизационных циклов не исчерпывается приведенными на рис. 1.1÷1.3 конфигурациями. Реальные тепловые схемы могут представлять собой различные комбинации описанных способов повышения мощности и эффективности работы энергетических установок. Они также включают в себя и различные устройства, не показанные на рис. 1.1÷1.3, такие как регенерационные паро- и водонагреватели, клапаны, системы водоподготовки, устройства дожигания органического топлива в котлах-утилизаторах и другие. Вместе с тем, изображенные на рис. 1.1÷1.3 тепловые схемы являются основой любой сложной схемы и определяют уровень энергетических параметров теплоутилизационных контуров в ГПУ и ГТУ.

РАЗДЕЛ 2

ОБЩЕЕ ОПИСАНИЕ СХЕМЫ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК, РАБОТАЮЩИХ ПО ЦИКЛУ A-STIG, И СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ЭТИХ УСТАНОВОК

2.1 Принцип технологии и описание тепловой схемы газотурбинных установок, работающих по циклу A-STIG

Для сокращения затрат на подготовку питательной воды в цикле ГТУ STIG была разработана и теперь успешно применяется современная усовершенствованная технология типа ГТУ A-STIG (advanced steam injection in gas), позволяющая выделять (генерировать) пар из уходящих выхлопных газов газовой турбины (газопаровой смеси) и возвращать конденсат воды в цикл для повторного использования (рис. 2.1) [6, 7, 8, 9, 13].

Принцип этой технологии состоит в том, что за газотурбинным двигателем **1** устанавливается паровой котел-утилизатор **2**, генерирующий водяной пар. Поток уходящей из газовой турбины газопаровой смеси, отдавший свою теплоту в котле-утилизаторе, поступает в контактный конденсатор **3**, где с помощью впрыскиваемой против потока газопаровой смеси охлаждающей воды достигается конденсация водяного пара из газопаровой смеси (при температуре охлаждающей воды менее 30 °С). Образовавшаяся в контактном конденсаторе **3** смесь охлаждающей воды и конденсата пара отводится в конденсатосборник **4**, из которого поступает в блок очистки конденсата **5** и в расходный бак воды **6**. Из расходного бака часть воды в качестве питательной воды направляется с помощью насоса **8** в паровой котел-утилизатор **2**, а часть воды в качестве охлаждающей воды – в систему охлаждения **7**, а затем с помощью насоса **8** в контактный конденсатор **3**. При необходимости за паровым котлом-утилизатором на линии отбора пара может быть установлена водогрейная теплофикационная секция [12].

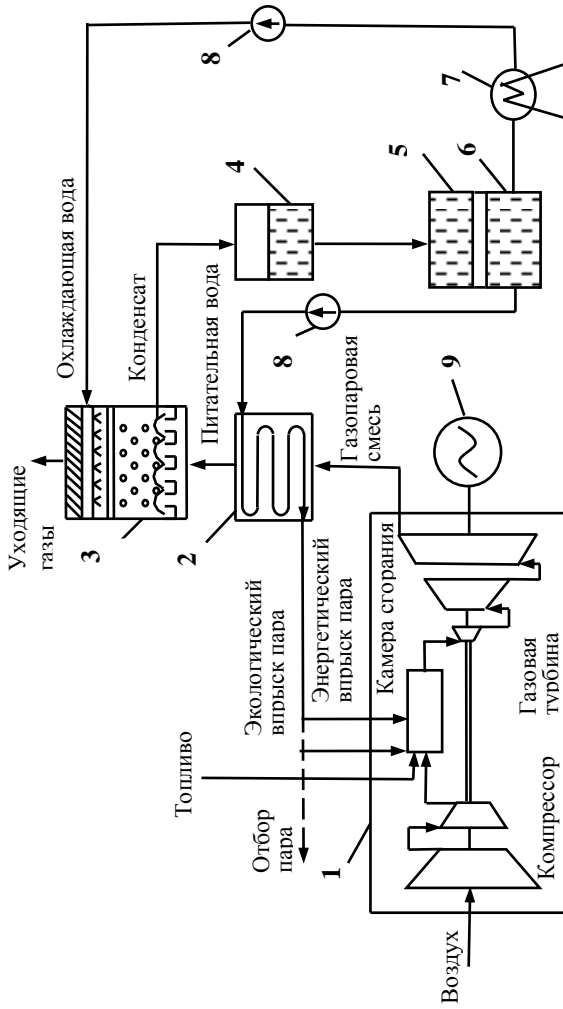


Рисунок 2.1 – Принципиальная тепловая схема ГТУ А-STIG

1 – газотурбинный двигатель; 2 – паровой котел-утилизатор; 3 – контактный конденсатор;
 4 – конденсатосборник; 5 – блок очистки конденсата; 6 – расходный бак воды;
 7 – система охлаждения воды; 8 – насос; 9 – электрогенератор

В схемах ГТУ А-STIG различают энергетический и экологический впрыски пара в камеру сгорания ГТД.

При энергетическом впрыске пар подается в камеру сгорания в выходные участки жаровых труб, где происходит смешение горячих газов сжигаемого топлива с более холодным перегретым паром, поступающим из парового котла-утилизатора (рис. 2.1).

Экологический впрыск пара в камеру сгорания производится непосредственно в зону горения в каждую топливную форсунку (при работе ГТУ А-STIG на жидком топливе) или в каждое горелочное устройство (при работе ГТУ А-STIG на газообразном топливе), смешиваясь при этом с топливом в области первичной зоны горения (рис. 2.1). Такой подвод пара весьма эффективен для подавления образования в процессе горения оксидов азота (NO_x) и углерода (CO), ухудшающих экологическое состояние окружающей среды (соответственно до уровня 25 ppm и 30 ppm).

Обладая высокими энергетическими параметрами и показателями, газотурбинные установки, работающие по циклу А-STIG, наиболее перспективны как высокоэффективные приводы электрогенераторов различной мощности и назначения (с числом оборотов 1000, 1500 и 3000 об/мин), нагнетателей, гребных винтов для судов морского флота, насосов.

2.2 Сравнение основных параметров и показателей газотурбинных установок, работающих по циклу А-STIG, и газопаротурбинных установок, работающих по циклу КОМБИ

Эффективность реализации цикла А-STIG в газотурбинных установках можно оценить путем сравнения основных параметров и показателей ГТУ А-STIG с параметрами и показателями газопаротурбинных энергетических установок различного назначения, работающих по циклу КОМБИ. В качестве примера рассмотрим основные параметры и показатели ГПУ КОМБИ и ГТУ А-STIG производства «Зоря-Машпроект» (Украина), приведенные в табл. 2.1, 2.2, 2.3.

Таблица 2.1 – Основные параметры и показатели электрических ГПУ КОМБИ производства «Зоря-Машпроект» (Украина)

Параметры и показатели	ГТД 10000	ГТД 15000	ГТД 25000	ГТД 110000
Мощность ГТД (ISO), кВт	10500	17500	27500	114500
Суммарная мощность ГПУ (ISO), кВт	13500	22700	34700	160000
КПД ГТД (ISO), %	36,0	35,0	36,5	35,5
КПД суммарный ГПУ (ISO), %	45,8	45,3	47,5	35,5
Степень сжатия воздуха	19,5	19,6	22,6	15
Температура газа перед газовой турбиной, °С	1180	1160	1245	1210
Расход воздуха, кг/с	36,8	72,2	87	362
Температура уходящих газов, °С	490	414	465	517
Тепловая эффективность, ВТУ/(кВт·ч)	7452	7530	7185	6758
Расход газообразного топлива, м ³ /ч	2950	4940	7220	31810

Таблица 2.2 – Основные параметры и показатели когенерационных ГПУ КОМБИ производства «Зоря-Машпроект» (Украина)

Параметры и показатели	ГТД 2500	ГТД 6000	ГТД 16000	ГТД 25000
Мощность ГТД (ISO), кВт	2850	6700	16300	27500
Мощность электрическая ГПУ (ISO),кВт	2500	6000	14500	25000
Мощность паровая, кВт	4730	9200	18640	28500
Мощность водогрейная, кВт	1000	1900	8400	7000
КПД ГТД (ISO), %	28,5	31,5	31,0	36,5
Коэффициент использования теплоты (паровой), %	75,0	73,2	63,8	74,5
Коэффициент использования теплоты (паровой и водогрейный), %	84,8	82,8	79,9	84,2
Степень сжатия воздуха	12	16,6	12,8	22,6
Температура газа перед газовой турбиной, °С	951	1100	865	1245
Расход воздуха, кг/с	16,5	33,4	98,5	87
Температура уходящих газов, °С	435	420	354	465
Расход пара, кг/ч	6300	11100	24500	35100
Тепловая эффективность, ВТУ/(кВт·ч)	12411	11339	12230	9807
Расход газообразного топлива, м ³ /ч	1010	1990	5260	7220

Таблица 2.3 – Основные параметры и показатели ГТУ А-STIG производства «Зоря-Машпроект» (Украина)

Параметры и показатели	ГТД 2500 «Водо- лей-4»	ГТД 10000 «Водо- лей-6»	ГТД 15000 «Водо- лей-25»	ГТД 25000 «Водо- лей-40»
Мощность электрическая (при температуре воздуха от –45 °С до +50 °С), кВт	4150	15700	24500	39700
КПД электрический (при температуре воздуха от –45 °С до +50 °С), %	33,4	42,1	41,0	41,7
Тепловая эффективность, (ISO) ВТУ/(кВт·ч)	9922	8146	5960	7974
Расход пара (паропроизводительность котла-утилизатора), кг/ч	6900	21000	29300	46400
Расход газообразного топлива, м ³ /ч	1210	3730	5960	9570
Эмиссия NO_x/CO , ppm	25/30	25/30	25/30	25/30
Температура уходящих газов, °С	35	35	35	35

Сравнительный анализ данных, приведенных в табл. 2.1, 2.2, 2.3, показывает, что газотурбинные установки, работающие по циклу А-STIG (табл. 2.3), по сравнению с газопаротурбинными установками, работающими по циклу КОМБИ (табл. 2.1, 2.2), имеют более высокие показатели удельной мощности и КПД. Они также имеют большие потенциальные возможности по совершенствованию тепловой схемы и освоению новых, все более высоких уровней параметров термодинамического цикла. Благодаря использованию в качестве компоненты рабочего вещества водяного пара становится реальным использование

пароводяного охлаждения горячих частей газовой турбины. Большие возможности открываются и при впрыске воды на вход компрессора ГТУ с целью обеспечения изотермического процесса сжатия воздуха в компрессоре. При этом, в конечном счете, увеличивается мощность и экономичность ГТУ, обеспечивается постоянство мощности $N_{ГТУ} = \text{const}$ при различных температурах наружного воздуха. Научные исследования и разработки показывают, что в перспективных газотурбинных установках, работающих по циклу А-STIG, например, ГТУ «Водолей» производства «Зоря-Машпроект» (Украина), можно реально рассчитывать на получение электрического КПД этих установок в диапазоне 55÷57 % [8].

РАЗДЕЛ 3

ИССЛЕДОВАНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК, РАБОТАЮЩИХ ПО ЦИКЛУ А-STIG

3.1 Описание тепловой диаграммы газотурбинных установок, работающих по циклу А-STIG

Тепловая диаграмма газового и пароводяного циклов газотурбинной установки, работающей по схеме А-STIG (рис. 2.1), в $T-S$ координатах (температура-энтропия) показана на рис. 3.1.

На этой диаграмме линии Г-С и 5-С' соответствуют процессу расширения компонент газопаровой смеси в проточной части турбины и выходном устройстве ГТД, причем линия Г-С характеризует процесс расширения газа, а линия 5-С' – перегретого пара однородной смеси. Теплота газовой компоненты газопаровой смеси отдается в котле-утилизаторе по линии С-УХ, а паровой компоненты – по линии С'-б'. За счет использования теплоты уходящей из газовой турбины газопаровой смеси в паровом котле-утилизаторе последовательно происходит нагрев воды в экономайзере (линия 2-3), испарение воды в испарительных поверхностях (линия 3-4) и частичный перегрев пара в паро-

перегревателе (линия 4-4'). Дальнейший перегрев пара осуществляется в камере сгорания газотурбинного двигателя (линия 4'-5). Процесс охлаждения газопаровой смеси в контактном конденсаторе до температуры охлаждающей воды происходит по линиям УХ-Н для газа и 6'-6 – для пара. Процесс конденсации пара происходит по линии 6-1, а небольшой нагрев конденсата в конденсатосборнике, блоке очистки конденсата, расходном баке питательной воды и насосе перед подачей в экономайзер котла-утилизатора – по линии 1-2. Сжатие воздуха в компрессоре газотурбинного двигателя происходит по линии Н-К. Нагрев газа в камере сгорания газотурбинного двигателя происходит по линии К-Г.

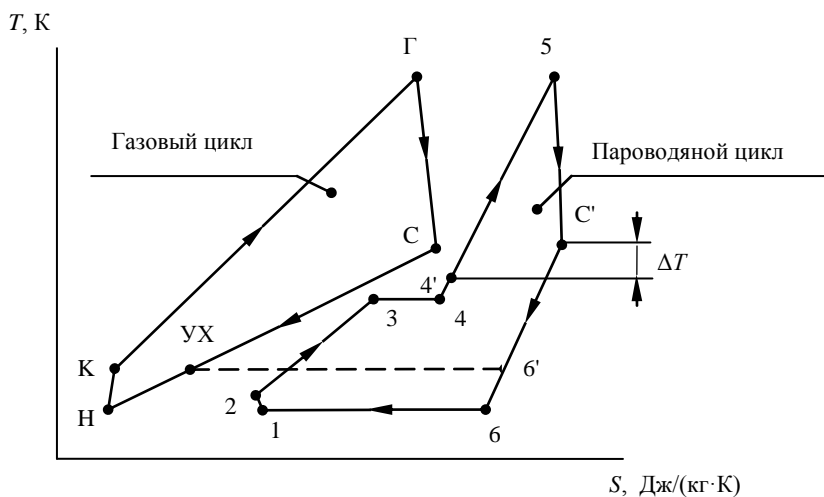


Рисунок 3.1 – Тепловая диаграмма ГТУ А-STIG

Недогрев пара в пароперегревателе котла-утилизатора $\Delta T = T_{C'} - T_4$ составляет около $20 \div 25$ °С.

Тепловая диаграмма циклов ГТУ А-STIG, представленная на рис. 3.1, предполагает, что процессы сжатия воздуха в компрессоре и расширения газопаровой смеси в газовой турбине протекают без теплообмена с внешней средой, то есть являются адиабатическими, а описывающие их линии в циклах – адиабатами. В реальных условиях соответствующие этим процессам линии циклов являются политропами.

3.2 Основные факторы и параметры, влияющие на улучшение показателей эффективности работы оборудования газотурбинных установок при цикле А-STIG

В разделе 1 уже отмечалось, что при проектировании ГТУ А-STIG следует рассматривать два практически возможных для реализации варианта:

- использование уже спроектированного и существующего ГТД без изменения проточной части газовой турбины (без конвертации проточной части турбины);
- проектирование новой проточной части газовой турбины с увеличенными площадями проходных сечений лопаточного аппарата для большего расхода газопарового рабочего вещества по сравнению с чисто газовым рабочим веществом (с конвертацией проточной части турбины).

В зависимости от перечисленных выше вариантов характеристики работы компрессора (например, запас устойчивости), а, следовательно, и совместно работающих с ним элементов ГТД, будут разными.

Существуют три основных фактора, влияющие на изменение параметров и улучшение показателей эффективности работы газотурбинных установок, работающих по циклу А-STIG. Это:

- увеличение расхода рабочего вещества через газовую турбину;
- улучшение энергетических свойств рабочего вещества газовой турбины;

- увеличение полной степени снижения давления в газовой турбине. Рассмотрим эти факторы более подробно.

3.2.1 Влияние увеличения расхода рабочего вещества через газовую турбину

Увеличение расхода рабочего вещества через свободную газовую турбину, не связанную с компрессором, (или через условно силовую часть турбины) приводит к увеличению ее мощности $N_{с.т}$ в соответствии с формулой

$$N_{с.т} = G_{г}(1 + d)L_{s.c.t} \cdot \eta_{с.т}, \quad (3.1)$$

где $G_{г}$ – расход газа (продуктов сгорания органического топлива) через турбину; d – относительный расход впрыскиваемого пара $D_{п}$ в газопаровой смеси, $d = D_{п}/G_{г}$; $L_{s.c.t}$ – изоэнтروпийный (без учета теплообмена с внешней средой и потерь на трение) тепловой перепад в свободной турбине; $\eta_{с.т}$ – КПД свободной турбины ($\eta_{с.т} \approx 0,85 \div 0,9$).

Это, в свою очередь, приводит к увеличению полезной (эффективной) мощности всей ГТУ.

3.2.2 Влияние улучшения энергетических свойств рабочего вещества газовой турбины

При расчете и анализе работы газотурбинных установок их рабочее вещество в виде газа или газопаровой смеси рассматривается как идеальный газ. Поэтому уравнение его состояния определяется следующим соотношением параметров состояния

$$pv = RT, \quad (3.2)$$

где p – удельное давление рабочего вещества, v – удельный объем рабочего вещества, T – температура рабочего вещества, R – газовая постоянная рабочего вещества.

Улучшение энергетических свойств рабочего вещества турбины, работающей по циклу А-STIG, то есть газопаровой смеси по сравне-

нию с газом, обусловлено тем, что удельная изобарная теплоемкость (при постоянном давлении) впрыскиваемого пара $c_{p \text{ п}}$ (рис. 3.2) выше, чем удельная изобарная теплоемкость газа (продуктов сгорания органического топлива) $c_{p \text{ г}}$. Вследствие этого значение газовой постоянной газопаровой смеси $R_{\text{см}}$ больше, чем значение газовой постоянной газа $R_{\text{г}}$. Газовая постоянная газопаровой смеси определяется по уравнению

$$R_{\text{см}} = \frac{R_{\text{г}} G_{\text{г}} + R_{\text{п}} D_{\text{п}}}{G_{\text{г}} + D_{\text{п}}}, \quad (3.3)$$

где $R_{\text{п}}$ – газовая постоянная пара, $R_{\text{п}} = 490$ Дж/(кг К).

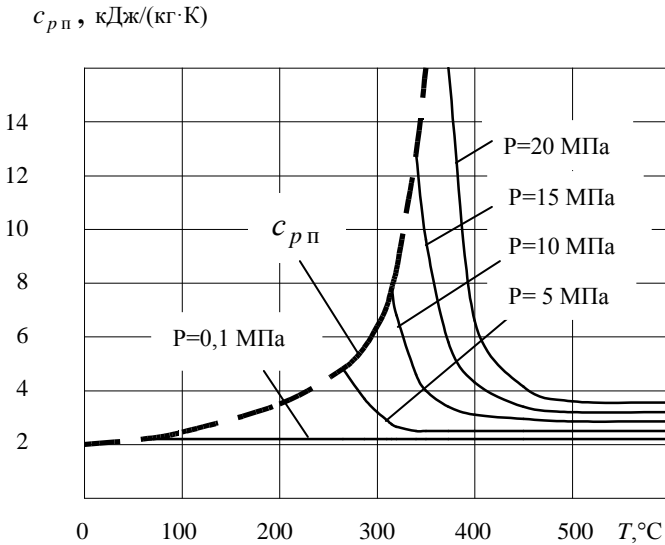


Рисунок 3.2 – Зависимость удельной изобарной теплоемкости пара $c_{p \text{ п}}$ от его параметров (температуры T и давления P) в паровом котле-утилизаторе

Таким образом, в соответствии с уравнением (3.2) при постоянных значениях температуры $T_{\text{см}} = T_{\text{г}}$ и удельного объема $v_{\text{см}} = v_{\text{г}}$ значение удельного давления рабочего вещества в виде газопаровой смеси $p_{\text{см}}$ в камере сгорания будет больше по сравнению со значением удельного давления рабочего вещества в виде газа $p_{\text{г}}$. В результате в турбине срабатывается больший тепловой перепад, а, значит, увеличиваются эффективная мощность и КПД газотурбинной установки.

3.2.3 Влияние увеличения полной степени снижения давления в газовой турбине

В результате впрыска пара в камеру сгорания газотурбинного двигателя происходит увеличение полной степени снижения давления (расширения газопаровой смеси) в газовой турбине за счет увеличения степени снижения давления в ее условно силовой части (для одновалных ГТУ) или в свободной турбине (для многовалных ГТУ) $\varepsilon_{\text{с.т}}$. Это приводит к увеличению эффективной мощности и КПД всей газотурбинной установки. Этот вывод делается на основании расчетов, приведенных ниже.

Рассмотрим баланс мощностей компрессора $N_{\text{к}}$ и турбины (или ее части), вращающей вал компрессора, $N_{\text{т.к}}$:

$$N_{\text{к}} = N_{\text{т.к}} \cdot \eta_{\text{м}} \quad (3.4)$$

или

$$G_{\text{в}} c_{\text{p в}} T_{\text{в}} \left(\varepsilon^{(\kappa-1)/\kappa} - 1 \right) \eta_{\text{к}}^{-1} = G_{\text{г}} (1 + d) c_{\text{p см}} T_{\text{см}} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_{\text{т.к}}^{(\kappa_{\text{см}}-1)/\kappa_{\text{см}}}} \right) \eta_{\text{т.к}} \cdot \eta_{\text{м}}, \quad (3.5)$$

где $G_{\text{в}}$ – расход воздуха через компрессор; $c_{\text{p в}}$ – удельная изобарная теплоемкость воздуха; $T_{\text{в}}$ – температура воздуха на входе в компрессор (точка $T_{\text{н}}$ на рис. 5); ε – степень повышения давления в компрессоре; κ – показатель адиабаты сжатия воздуха, равный отношению удельной изобарной (при постоянном давлении) теплоемкости воздуха к его удельной изохорной (при постоянном объеме) теплоем-

кости $\kappa = \frac{c_p}{c_v}$, (для сухого воздуха и продуктов сгорания топлива в ГТД простого цикла $\kappa \approx 1,41$); η_k – КПД компрессора ($\eta_k \approx 0,85 \div 0,9$); $c_{p\text{ см}}$ – удельная изобарная теплоемкость газопаровой смеси; $T_{\text{см}}$ – температура газопаровой смеси перед турбиной; $\varepsilon_{\text{т.к}}$ – степень снижения давления в турбине компрессора; $\kappa_{\text{см}}$ – показатель адиабаты расширения газопаровой смеси ($\kappa_{\text{см}} = \frac{c_{p\text{ см}}}{c_{v\text{ см}}}$); $\eta_{\text{т.к}}$ – КПД турбины компрессора (или части турбины), вращающей вал компрессора ($\eta_{\text{т.к}} \approx 0,85 \div 0,9$); η_m – КПД, учитывающий механические потери на валу «турбина-компрессор» ($\eta_m \approx 0,98 \div 0,99$).

Отсюда следует, что

$$\varepsilon_{\text{т.к}} = \frac{1}{\left[1 - \frac{G_B c_p T_B (\varepsilon^{(\kappa-1)/\kappa} - 1)}{G_T (1+d) \cdot c_{p\text{ см}} T_{\text{см}} \eta_k \eta_{\text{т.к}} \eta_m} \right]^{\kappa_{\text{см}} / (\kappa_{\text{см}} - 1)}}. \quad (3.6)$$

Из формулы (3.6) видно, что при постоянном значении степени повышения давления в компрессоре $\varepsilon = \text{const}$ и в предположении постоянных потерь в компрессоре $\eta_k = \text{const}$, в турбине компрессора $\eta_{\text{т.к}} = \text{const}$ и механических потерь $\eta_m = \text{const}$ впрыск пара в относительном количестве d приводит к уменьшению величины $\varepsilon_{\text{т.к}}$.

Уменьшение степени снижения давления в турбине (или в ее части), вращающей компрессор, $\varepsilon_{\text{т.к}}$ сопровождается увеличением степени снижения давления в свободной турбине (или в ее условно силовой части), поскольку

$$\varepsilon_{\text{с.т}} = \frac{\varepsilon \cdot \sigma}{\varepsilon_{\text{т.к}}}, \quad (3.7)$$

где σ – коэффициент сохранения давления, учитывающий гидравлические потери в газоздушных трактах ГТУ, то есть потери давления во всасывающем тракте компрессора, потери давления от проходного сечения за компрессором, потери на выпуск газа из турбины и другие ($\sigma \approx 0,95 \div 0,96$).

Это, в свою очередь, приводит к увеличению мощности свободной турбины (или силовой части турбины), которая равна

$$N_{с.т} = G_{г} (1 + d) \cdot c_{p,см} T_{см} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_{с.т}^{(\kappa_{с.т} - 1)/\kappa_{с.т}}} \right) \cdot \eta_{с.т} \cdot \quad (3.8)$$

В результате увеличивается эффективная мощность и КПД всей газотурбинной установки и увеличивается коэффициент λ – отношение мощности газовой турбины $N_{т}$ к мощности, затрачиваемой в компрессоре, $N_{к}$:

$$\lambda = \frac{N_{т} \eta_{т.к} \eta_{с.т} \eta_{к}}{N_{к}} \cdot \quad (3.9)$$

3.3 Исследование особенностей изменения параметров оборудования одновальных и двухвальных газотурбинных установок, работающих по циклу А-STIG

Повышение эффективности ГТУ, работающих по циклу А-STIG, за счет впрыска пара в камеру сгорания ГТД с неконвертированной под газопаровую смесь проточной частью газовой турбины связано не только с увеличением расхода рабочего вещества через турбину, улучшением его энергетических свойств и увеличением степени снижения давления в свободной турбине (или в силовой части турбины) $\varepsilon_{с.т}$, а и с изменением целого ряда других факторов, которые для одновальных и двухвальных ГТУ несколько отличаются.

Для одновальных ГТУ характерны следующие особенности. При регулировании газотурбинной установки по условиям постоянства ее

оборотов $n = \text{const}$ и температуры газов $T_r = \text{const}$ впрыск пара в камеру сгорания приводит к увеличению степени повышения давления в компрессоре ε и, что важно, к уменьшению расхода воздуха через компрессор G_B , причем, величина уменьшения расхода воздуха зависит от крутизны напорной линии характеристики компрессора. Снижается и запас газодинамической устойчивости компрессора ΔK_y (рис. 3.3, кривая 1).

Однако, несмотря на уменьшение расхода воздуха через компрессор, эффективная мощность одновальной ГТУ A-STIG за счет превалирующего влияния улучшения показателей работы газовой турбины в итоге все-таки увеличивается с соответствующим ростом КПД всей установки.

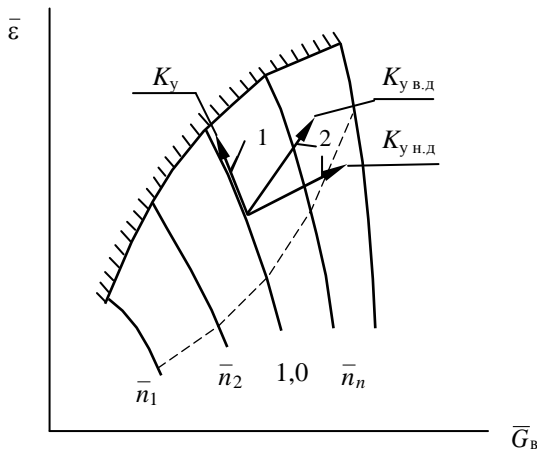


Рисунок 3.3 – Изменение положения рабочих точек компрессоров в одновальной ГТУ (1) и ГТУ с двухвальными компрессорами с частями высокого и низкого давлений (2) при впрыске пара в камеру сгорания

Для ГТУ A-STIG с двухвальными компрессорами впрыск пара в камеру сгорания при условии регулирования установки по $T_r = \text{const}$ при-

водит к смещению рабочих точек на характеристиках компрессоров (рис. 3.3, кривые 2). При этом увеличиваются степени повышения давления в компрессоре высокого давления $\varepsilon_{в,д}$ и в компрессоре низкого давления $\varepsilon_{н,д}$ и соответствующие расходы воздуха через них $G_{в}$. Запас устойчивости компрессора высокого давления $\Delta K_{у,в,д}$ уменьшается, а запас устойчивости компрессора низкого давления $\Delta K_{у,н,д}$ увеличивается.

Таким образом, мощность газотурбинной установки А-STIG с двухвальных компрессорами возрастает не только за счет увеличения дополнительного расхода газопарового рабочего тела, улучшения его энергетических (теплофизических) свойств и увеличения степени снижения давления в свободной турбине (или в силовой части турбины) $\varepsilon_{с,т}$, но и за счет увеличения степеней повышения давления в компрессорах высокого и низкого давлений $\varepsilon_{в,д}$ и $\varepsilon_{н,д}$ и увеличения расхода воздуха через компрессоры $G_{в}$.

3.4 Методика и структурная схема алгоритма термогазодинамического расчета газотурбинных установок, работающих по циклу А-STIG

Методика термогазодинамического расчета ГТУ А-STIG основывается на алгоритме термогазодинамического расчета ГТУ простого цикла с введением в него дополнительных математических соотношений, учитывающих впрыск пара в камеру сгорания.

Для получения основных дополнительных математических соотношений, учитывающих впрыск пара в камеру сгорания ГТУ А-STIG, запишем уравнение баланса теплоты в камере сгорания в виде:

$$\begin{aligned} (G_{т} + \Delta G_{т}) Q_{н}^p \cdot \eta_{к,с} + G_{в} c_{p,в} T'_{в} + D_{п} c_{p,п} T_{п} = \\ = (G_{в} + G_{т} + \Delta G_{т} + D_{п}) \cdot c_{p,см} T_{см} \end{aligned} \quad (3.10)$$

где $G_{т}$ – основной расход топлива ГТД; $\Delta G_{т}$ – дополнительный расход топлива, идущий на подогрев пара в камере сгорания до температуры $T_{см} = T_{т} = T_5$ (рис. 3.1); $Q_{н}^p$ – низшая рабочая теплота сгора-

ния 1 кг топлива; $\eta_{\text{к.с}}$ – КПД камеры сгорания, учитывающий химическую и физическую неполноту сгорания топлива ($\eta_{\text{к.с}} \approx 0,995$); $G_{\text{в}}$ – расход воздуха в камеру сгорания; $T'_{\text{в}}$ – температура воздуха за компрессором ($T_{\text{к}}$ на рис. 3.1); $T_{\text{п}}$ – температура перегретого пара на входе в камеру сгорания ($T_{\text{д}}$ на рис. 3.1). Остальные обозначения аналогичны приведенным выше в разделе 3.2.

Разделив все члены уравнения (3.10) на расход воздуха $G_{\text{в}}$, при условии практического равенства объемных расходов газа и воздуха $G_{\text{г}} = G_{\text{в}}$, получим

$$(g_{\text{т}} + \Delta g_{\text{т}}) Q_{\text{н}}^{\text{п}} \eta_{\text{к.с}} + c_{\text{рв}} T'_{\text{в}} + d \cdot c_{\text{рп}} T_{\text{п}} = (1 + g_{\text{т}} + \Delta g_{\text{т}} + d) \cdot c_{\text{рсм}} T_{\text{см}}, \quad (3.11)$$

где $g_{\text{т}}$ – относительный основной расход топлива в ГТД (количество основного расхода топлива, подаваемого в камеру сгорания на 1 кг воздуха); $\Delta g_{\text{т}}$ – относительный дополнительный расход топлива, идущий на подогрев пара в камере сгорания до температуры смеси (количество дополнительного расхода топлива, подаваемого в камеру сгорания на 1 кг воздуха и идущего на подогрев пара до температуры смеси); d – относительный расход впрыскиваемого пара в камеру сгорания газотурбинной установки.

Теплоемкость газопаровой смеси равна

$$c_{\text{рсм}} = \frac{c_{\text{рп}} \cdot d + c_{\text{рг}} (1 + g_{\text{т}} + \Delta g_{\text{т}})}{1 + g_{\text{т}} + \Delta g_{\text{т}} + d}, \quad (3.12)$$

где $c_{\text{рг}}$ - изобарная теплоемкость газа (продуктов сгорания топлива).

Величина относительного дополнительного расхода топлива $\Delta g_{\text{т}}$, требуемого для подогрева пара в камере сгорания до температуры $T_{\text{см}}$, определяется по уравнению

$$\Delta g_{\text{т}} = d \cdot c_{\text{рп}} (T_{\text{см}} - T_{\text{п}}) / Q_{\text{н}}^{\text{п}} \cdot \eta_{\text{к.с}}. \quad (3.13)$$

Суммарный (с учетом впрыска пара) коэффициент избытка воздуха в камере сгорания $\alpha_{\Sigma к.с}$ равен

$$\alpha_{\Sigma к.с} = \frac{1}{L_0(g_T + \Delta g_T)}, \quad (3.14)$$

где L_0 – количество воздуха, теоретически необходимое для сжигания 1 кг топлива (кг (м³) воздуха / кг (м³) топлива).

Дополнив формулы (3.12)÷(3.14) параметрами, определяющими теплофизические свойства газопаровой смеси, $R_{см}$ и $\kappa_{см}$, где

$$R_{см} = \frac{R_T + dR_{П}}{1 + d}, \quad (3.15)$$

$$\kappa_{см} = \frac{c_{p см}}{c_{p см} - R_{см}}, \quad (3.16)$$

получим полный набор зависимостей, которые вместе с хорошо известными формулами термогазодинамического расчета ГТУ простого цикла, приведенными, например, в [1, 3, 4] и в других литературных источниках, составят алгоритм термогазодинамического расчета ГТУ А-STIG.

Применяя зависимости (3.3), (3.10)÷(3.16), можно проводить исследования эксплуатационных характеристик и оптимизацию параметров ГТУ А-STIG различными методами [15] для любой конструктивной схемы исполнения базового ГТД.

Общая структура алгоритма термогазодинамического расчета ГТУ А-STIG показана на рис. 3.4. Она дает наглядное представление о структуре итерационного вычислительного процесса.

В логическом блоке $\Delta N = N_i - N_{i-1} \leq \delta$ производится сравнение результатов расчетов мощности ГТУ А-STIG по результатам текущего (i) и предыдущего ($i-1$) вычислений. Итерационный вычислительный процесс термогазодинамического расчета ГТУ А-STIG заканчивается при достижении заданной точности δ .

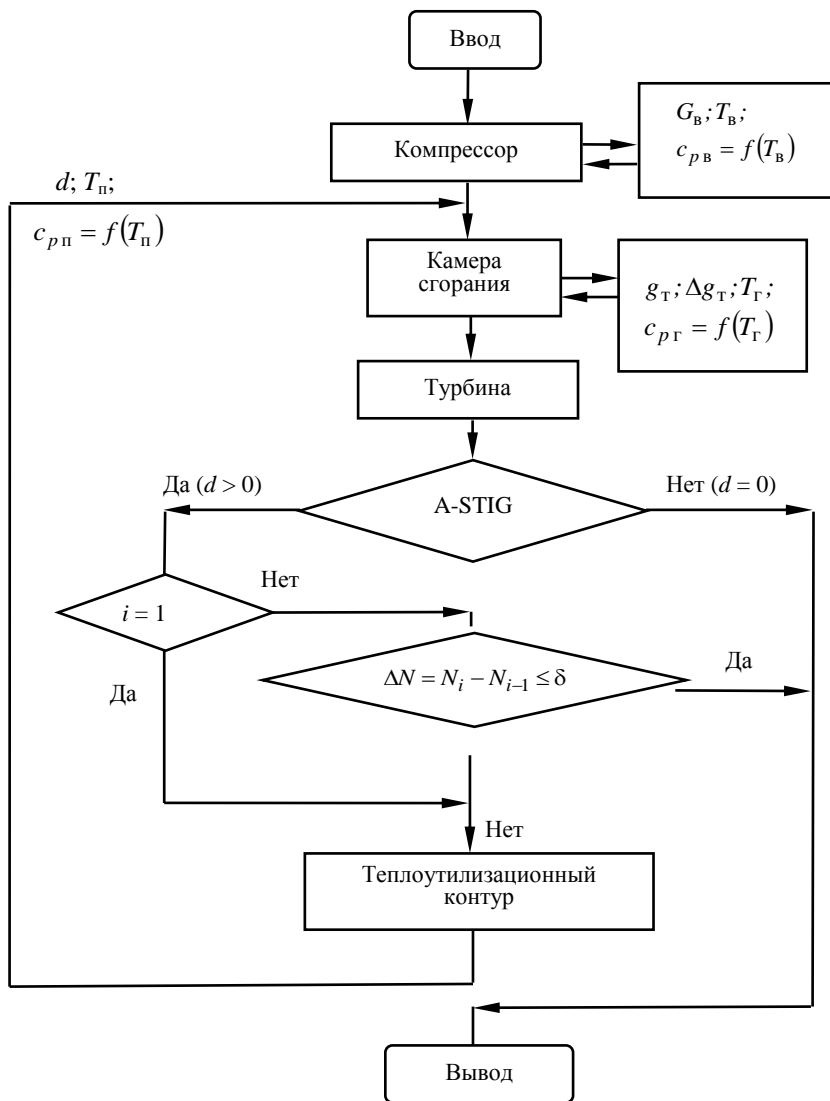


Рисунок 3.4 – Общая структурная схема алгоритма термогазодинамического расчета ГТУ A-STIG

РАЗДЕЛ 4

ДЕТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ И РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ОБОРУДОВАНИЯ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК, РАБОТАЮЩИХ ПО ЦИКЛУ А-STIG

Показатели газотурбинных установок, работающих по циклу А-STIG, зависят от количества и температуры (энтальпии) впрыскиваемого перегретого пара в их камеры сгорания как паровой компоненты рабочего тела (газопаровой смеси). Эти параметры определяют основные показатели работы ГТУ А-STIG и влияют на значения других параметров оборудования установки. Рассмотрим их влияние более детально и подробно.

4.1 Исследование влияния количества впрыскиваемого пара на повышение эффективности работы и основные параметры газотурбинных установок, работающих по циклу А-STIG

Влияние количества впрыскиваемого пара на повышение эффективности работы и основные параметры различных ГТУ А-STIG рассмотрим на примере установок, разработанных на базе авиационных одновальных ГТД и ГТД с двухвальными компрессорами и свободной турбиной с неконвертированными проточными частями [6, 7, 8].

На рис. 4.1 показаны зависимости изменений относительных значений мощности N и относительного эффективного КПД η_e одновальной ГТУ А-STIG от изменения относительного расхода впрыскиваемого пара d в камеру сгорания при условии регулирования ГТД по условиям постоянного числа оборотов $n = \text{const}$, постоянной температуры $T_T = T_{\text{см}} = \text{const}$ и постоянной площади реактивной насадки для впрыска пара $F_c = \text{const}$. Здесь же приведены зависимости изменения относительных значений степени повышения давления в компрессоре ε и запаса устойчивости компрессора $\overline{\Delta K}_y$.

Из графиков на рис. 4.1 видно, что увеличение количества впрыскиваемого пара d в камеру сгорания приводит к увеличению относи-

тельной мощности одновальной ГТУ А-STIG \bar{N} и ее относительно эффективного КПД η_e . При относительном расходе впрыскиваемого пара около 7 % мощность установки увеличивается приблизительно на 35 %, а КПД – приблизительно на 18 %. Однако, так как число оборотов ГТУ А-STIG $n = \text{const}$, то вследствие увеличения степени повышения давления в компрессоре ε запас устойчивости компрессора $\bar{\Delta K}_y$ снижается приблизительно на 30 %. Такая ситуация требует выбора в расчетной точке компрессора базового ГТД достаточно больших запасов газодинамической устойчивости.

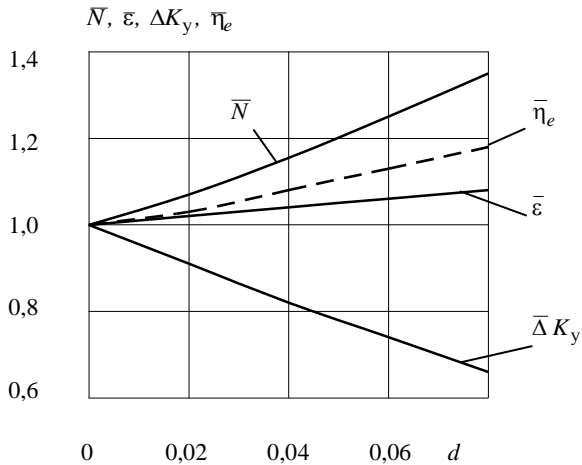


Рисунок 4.1 – Влияние относительного количества впрыскиваемого пара на параметры одновальной ГТУ А-STIG при условии $n = \text{const}, T_T = \text{const}, F_C = \text{const}$

В ГТУ А-STIG с двухвальными компрессорами и свободной турбиной наблюдается более большое увеличение мощности \bar{N} и эффективного КПД η_e , чем в одновальных ГТУ А-STIG (рис. 4.2). Это связано с

дополнительным увеличением расхода воздуха через компрессоры, поскольку частоты вращения роторов высокого и низкого давлений возрастают вместе с увеличением количества впрыскиваемого пара при законе регулирования $T_r = \text{const}$ и $F_c = \text{const}$. При таком законе регулирования, как уже отмечалось в разделе 3.3, запас устойчивости компрессора низкого давления $\bar{\Delta}K_{y \text{ н.д}}$ увеличивается, а запас устойчивости компрессора высокого давления $\bar{\Delta}K_{y \text{ в.д}}$ уменьшается (рис. 3.3).

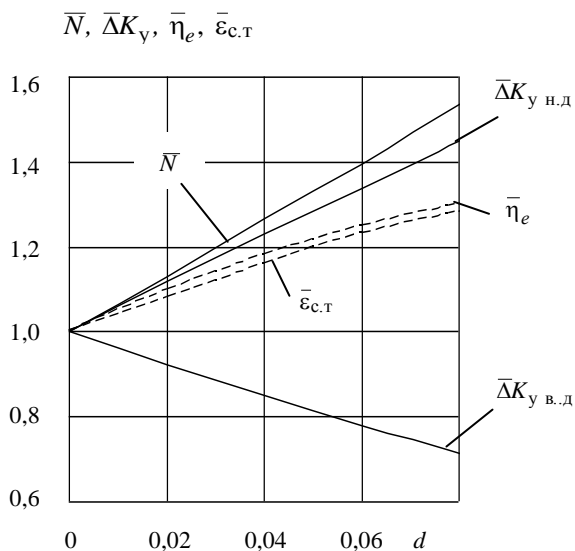


Рисунок 4.2 – Влияние относительного количества впрыскиваемого пара на параметры ГТУ А-STIG с двухвальными компрессорами и свободной турбиной при условии $T_r = \text{const}, F_c = \text{const}$

Таким образом, увеличение мощности свободной турбины в ГТУ А-STIG с двухвальными компрессорами при увеличении количества впрыскиваемого пара в камеру сгорания объясняется увеличением следующих параметров: удельной изобарной теплоемкости рабочего тела $c_{p_{см}}$; расхода рабочего тела в виде газопаровой смеси $G_{см}$; степени снижения давления в свободной турбине (или в ее условно силовой части) $\varepsilon_{с.т.}$; расхода воздуха через компрессоры $G_{в.}$.

Другой положительный эффект от применения цикла А-STIG в ГТУ может быть связан с поддержанием повышенных значений мощности установки при относительно невысоких значениях температуры $T_{г.}$. Снижение мощности ГТУ, вызванное уменьшением температуры газа перед турбиной, можно компенсировать впрыском пара в камеру сгорания.

На рис. 4.3 показан характер изменения относительных значений основных параметров трехвальной ГТУ А-STIG в зависимости от изменения относительного расхода пара d при условии постоянной эффективной мощности установки $N_e = \text{const}$. Снижение температуры газов $\bar{T}_{г.}$ перед турбиной за счет впрыска пара приводит не только к заметному увеличению степени повышения давления в компрессоре $\bar{\varepsilon}$ и эффективного КПД ГТУ А-STIG $\bar{\eta}_e$, но и к уменьшению тепловых нагрузок на лопатки и диски газовой турбины.

Для вновь проектируемых ГТУ А-STIG с конвертированными проточными частями при выборе основных параметров рабочего процесса, как и для ГТУ простого цикла, целесообразно ориентироваться на оптимальное значение степени повышения давления в компрессоре $\varepsilon_{опт.}$. При этом необходимо иметь в виду, что оптимальное значение $\varepsilon_{опт.}$, соответствующее максимальной полезной работе цикла ГТУ А-STIG, превосходит значение этого параметра для ГТУ простого цикла.

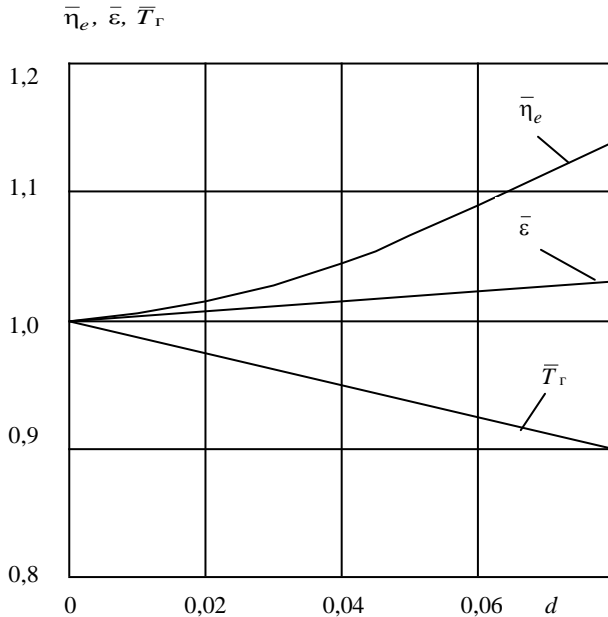


Рисунок 4.3 – Изменение относительных значений основных параметров трехвальной ГТУ А-STIG в зависимости от относительного количества впрыскиваемого пара при условии $N_e = \text{const}$

4.2 Исследование и расчет влияния количества впрыскиваемого пара на коэффициент избытка воздуха и давление в камере сгорания газотурбинных установок, работающих по циклу А-STIG

На коэффициент избытка воздуха $\alpha_{\Sigma \text{к.с}}$ в камере сгорания ГТУ А-STIG впрыск пара влияет в соответствии с формулой (3.14) или по формуле

$$\alpha_{\Sigma \text{к.с}} = \frac{Q_H^p \eta_{\text{к.с}} + c_{pB} T_\gamma L_0}{L_0 \left\{ d(i_\gamma - i_\Pi) - c_{pB} T_B \left[1 + \left(\varepsilon^{(\kappa-1)/\kappa} - 1 \right) / \eta_\kappa \right] + (c_{pB} + c_{p\Gamma}) T_\gamma \right\}}, \quad (4.1)$$

где i_{Γ} – энтальпия газа в камере сгорания; i_{Π} – энтальпия впрыскиваемого пара.

Из формулы (4.1) видно, что увеличение относительного количества впрыскиваемого пара d приводит к уменьшению значения коэффициента избытка воздуха $\alpha_{\Sigma \text{ к.с.}}$. В связи с этим существует минимальное значение коэффициента избытка воздуха $\alpha_{\Sigma \text{ к.с. min}}$, которое определяет максимально возможное значение относительного расхода впрыскиваемого пара d_{max} .

Увеличение количества впрыскиваемого пара приводит к увеличению давления в камере сгорания ГТУ А-STIG. Расчеты показывают, что увеличение относительного количества впрыскиваемого пара d на 5 % приводит к увеличению давления в камере сгорания $P_{\text{к.с}}$ приблизительно на $0,15 \div 0,17$ %.

4.3 Исследование и расчет влияния параметров впрыскиваемого пара на коэффициент утилизации теплоты уходящих газов и на внутренний тепловой КПД газотурбинных установок А-STIG

На коэффициент утилизации теплоты уходящих газов $k_{\text{ут}}$ для генерации перегретого водяного пара в котле-утилизаторе газотурбинной установки, работающей по циклу А-STIG, относительный расход и температура (энтальпия) впрыскиваемого пара влияют следующим образом:

$$k_{\text{ут}} = q_{\text{ут}} / (q_{\text{к.с.}}^{\text{п}} + q_{\text{ут}}) = (i_4 - i_2) / (i_5 - i_2), \quad (4.2)$$

где $q_{\text{ут}}$ – теплота газопаровой смеси, утилизируемая в паровом котле-утилизаторе; $q_{\text{к.с.}}^{\text{п}} = d(i_{\Gamma} - i_{\Pi})$ – теплота дополнительно сжигаемого топлива (газов), подведенная в камеру сгорания к впрыскиваемому пару как рабочему телу, ее доля относительно всей теплоты сжигаемого топлива определяется коэффициентом $\beta = q_{\text{к.с.}}^{\text{п}} / (q_{\text{к.с.}}^{\text{г}} + q_{\text{к.с.}}^{\text{п}})$; $q_{\text{к.с.}}^{\text{г}}$ – теплота всего сжигаемого топлива, подведенная в камеру сгорания к воздуху;

$(i_{\Gamma} - i_{\Pi})$ – разность энтальпий газа и пара в камере сгорания; цифровые индексы значений энтальпий i соответствуют точкам на рис. 3.1.

Из формулы (4.2) следует, что

$$k_{yT} = q_{yT} / (d(i_{\Gamma} - i_{\Pi}) + q_{yT}). \quad (4.3)$$

Из формулы (4.3) видно, что увеличение относительного количества впрыскиваемого пара приводит к уменьшению коэффициента утилизации теплоты уходящих газов, а увеличение его температуры (энтальпии) приводит к увеличению этого коэффициента.

На внутренний тепловой КПД ГТУ А-STIG $\eta_{\text{в}}^{\text{ГТУ А-STIG}}$ относительный расход и энтальпия впрыскиваемого в камеру сгорания пара влияют в соответствии с формулами

$$\eta_{\text{в}}^{\text{ГТУ А-STIG}} = (1 - \beta)\eta_{\text{в}}^{\Gamma} + \beta\eta_{\text{в}}^{\Pi} / (1 - k_{yT}), \quad (4.4)$$

или

$$\eta_{\text{в}}^{\text{ГТУ А-STIG}} = \left(1 - \frac{d(i_{\Gamma} - i_{\Pi})}{q_{\text{к.с}}^{\Gamma} + d(i_{\Gamma} - i_{\Pi})} \right) \eta_{\text{в}}^{\Gamma} + \frac{d(i_{\Gamma} - i_{\Pi})\eta_{\text{в}}^{\Pi}}{q_{\text{к.с}}^{\Gamma} + d(i_{\Gamma} - i_{\Pi})} \left/ \left(1 - \frac{q_{yT}}{d(i_{\Gamma} - i_{\Pi}) + q_{yT}} \right) \right., \quad (4.5)$$

где $\eta_{\text{в}}^{\Gamma}$ и $\eta_{\text{в}}^{\Pi}$ – соответственно внутренние КПД газового и пароводяного циклов ГТУ А-STIG (рис. 3.1).

4.4 Исследование и расчет параметров в котле-утилизаторе газотурбинных установок, работающих по циклу А-STIG

Влияние параметров в паровом котле-утилизаторе на эффективность работы ГТУ А-STIG определяется в соответствии с тепловой диаграммой, представленной на рис. 3.1, и следующими формулами.

Относительный расход генерируемого в котле-утилизаторе пара (паропроизводительность) за счет утилизации теплоты уходящей из турбины газопаровой смеси равен

$$d = \left((1 + g_T + \Delta g_T) c_{pсм} (T_c - T_{yx}) \right) / \left(k_{yT} (i_5 - i_2) - c_{pсм} (T_c - T_{yx}) \right). \quad (4.6)$$

Формулу (4.6) рекомендуется применять в случае минимального недогрева питательной воды на входе в экономайзер котла-утилизатора (точка 2 на рис. 3.1), что обычно соответствует большим расходам генерируемого пара. При небольших расходах генерируемого пара нагрев питательной воды в экономайзере котла-утилизатора протекает при постоянном недогреве в нем. В этом случае относительный расход нагреваемой в экономайзере питательной воды до начала кипения (точка 3 на рис. 3.1) $d_{\text{вод}}$ равен

$$d_{\text{вод}} = \left((1 + g_T + \Delta g_T) c_{pсм} \right) / \left(c_{\text{вод}} (1 - c_{pсм} / c_{\text{вод}}) \right). \quad (4.7)$$

При $d < d_{\text{вод}}$, что часто характерно для ГТУ А-STIG, относительный расход пара определяется уравнением теплового баланса испарительно-перегревательной части котла-утилизатора:

$$d = \frac{(c_{pг} (1 + g_T + \Delta g_T) (T_c - T_S - \Delta T_{1\min}))}{(k_{yT} (i_5 - i_2) - (i_3 - i_2) - c_{pп} (T_c - T_S - T_{1\min}))}, \quad (4.8)$$

где T_S – температура насыщения при заданном давлении пара; $\Delta T_{1\min}$ – минимальный недогрев в сечении начала кипения питательной воды в испарительных поверхностях котла-утилизатора (точка 3 на рис. 3.1).

Тепловой баланс водоподогревательной части (экономайзера) котла-утилизатора (линия 2-3 на рис. 3.1) определяет температуру рабочего вещества на выходе из котла и на входе в контактный конденсатор:

$$T_{yx} = (T_S + \Delta T_{1\min}) - (d(i_3 - i_2)) / ((1 + g_T + \Delta g_T) c_{pг} + d c_{pп}). \quad (4.9)$$

С уменьшением значения d повышается перегрев пара в котле-утилизаторе, а, значит, и значение его энтальпии i_4' . Существует такой относительный расход пара d' , при котором возникает минимальный

недогрев в конце пароперегревательной части котла ΔT_{\min} (рис. 3.1). Величина d' составляет:

$$d' = \frac{(c_{pг}(1 + g_T + \Delta g_T)(T_c - T_S - \Delta T_{\min}))}{(c_{pп}(T_c - T_S - \Delta T_{\min} + r/c_{pп}))}, \quad (4.10)$$

где r – скрытая теплота парообразования.

Если $d \leq d'$, то для определения расхода пара можно использовать формулу

$$d = \frac{(c_{pг}(1 + g_T + \Delta g_T)(T_c - T_{yx}))}{((c_{pп}(T_c - \Delta T_{\min}) - i_2) + c_{pп}(T_c - T_{yx}))}. \quad (4.11)$$

Здесь температура уходящих газов T_{yx} принимается. Условие $d \leq d'$ соответствует максимальному коэффициенту утилизации:

$$k_{ут\max} = (c_{pп}(T_c - \Delta T_{\min}) - i_2) / (i_5 - i_2). \quad (4.12)$$

С увеличением ΔT_{\min} коэффициент $k_{ут\max}$ уменьшается.

4.5 Исследование влияния впрыска воды в проточную часть компрессоров газотурбинных установок, работающих по циклу А-STIG

Кроме впрыска перегретого пара в камеру сгорания в схемах ГТУ А-STIG возможен впрыск воды в проточную часть компрессора [16]. Впрыск воды в проточную часть компрессора ГТУ А-STIG оказывает на параметры его работы как положительное воздействие, связанное с охлаждением воздуха в процессе испарения воды, так и отрицательное. Последний фактор обусловлен следующими причинами:

- потерями энергии из-за наличия пленки на поверхностях лопаток проточной части компрессора, потерями торможения рабочих колес при сепарации на них капель влаги, потерями на разгон капель влаги потоком воздуха;

- потерями, вызванными отклонением коэффициентов расхода ступеней компрессора от расчетных значений при впрыске воды. Следует отметить, что указанное отклонение может оказывать и положительное воздействие на параметры компрессора. Это происходит в случаях, когда до впрыска коэффициент расхода был не оптимальным, а вследствие охлаждения воздуха в результате испарения воды он смещается в область оптимальных значений;

- потерями от затрат энергии на сжатие паров испарившейся воды;
- возможной эрозией или недопустимой вибрацией лопаток компрессора и возможным задеванием лопаток компрессора о его корпус;
- возможными опасными изменениями параметров работы ГТД вследствие резкого увеличения расхода впрыскиваемой воды.

В целом, тем не менее, несмотря на указанные возможные отрицательные воздействия, впрыск воды в проточную часть компрессора существенно увеличивает его КПД за счет охлаждения воздуха в результате испарения воды и смещения характеристики компрессора в область повышенных давлений и расходов. Увеличение на 1 % впрыскиваемой воды в компрессор, работающий на номинальной нагрузке, повышает его КПД на 3÷4 %. Если же в процессе эксплуатации КПД компрессора был ниже расчетного, то впрыск воды повышает его в значительно большей мере. Такое явление имеет место, например, в установках, работающих на частичных нагрузках. В этом случае повышение КПД происходит не только из-за охлаждения воздуха в результате испарения воды, но и смещения КПД ступеней компрессора по их расходно-напорным характеристикам в оптимальные с точки зрения КПД области.

Впрыск воды в компрессор, входящий в состав ГТУ А-STIG, может осуществляться обессоленной водой в количестве до 1÷2 % от весового расхода воздуха. Это увеличивает мощность установки на 10÷15 %, КПД более чем на 1,5 %, производство пара в котле-утилизаторе на 2÷3 %, а также снижает количество выбросов оксидов азота NO_x с уходящими газами на 15÷20 %.

Приблизительный суммарный экономический эффект, отнесенный к 1 МВт дополнительно вырабатываемой мощности в ГТУ А-STIG, при впрыске воды в компрессор в течение 1000 часов достигает 25÷30 тыс. долл. США.

Результаты расчетов компрессоров показывают, что влияние впрыска воды на их параметры работы существенно зависят от типа компрессоров, их производительности и уровня давлений. Происходящие в проточной части компрессоров процессы движения и испарения воды в значительной мере отличаются для различных компрессоров. Это требует в каждом случае индивидуального подхода для определения характеристик работы компрессоров ГТУ А-STIG с впрыском воды.

4.6 Исследование экологической эффективности газотурбинных установок, работающих по циклу А-STIG

Как отмечалось ранее в разделе 2, экологический впрыск пара в камеру сгорания ГТУ А-STIG в целом способствует снижению количества вредных выбросов в атмосферу.

На рис. 4.4 показаны зависимости изменений концентраций оксидов азота NO_x и углерода CO в уходящих газах одновальной ГТУ А-STIG от изменения относительного расхода впрыскиваемого пара d при различной относительной нагрузке \bar{N} на валу установки.

Анализ этих зависимостей показывает, что увеличение относительного количества впрыскиваемого пара приводит к существенному снижению эмиссии оксидов азота NO_x в атмосферу, особенно при нагрузках близких к номинальной, $\bar{N} = 0,8 \div 1$ и, таким образом, повышает экологическую эффективность работы ГТУ А-STIG.

В то же время, увеличение количества впрыскиваемого пара увеличивает эмиссию CO , причем на частичных нагрузках установки $\bar{N} = 0,6 \div 0,8$ этот эффект сказывается сильнее.

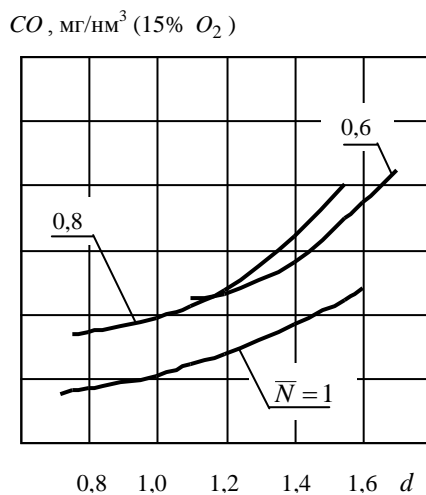
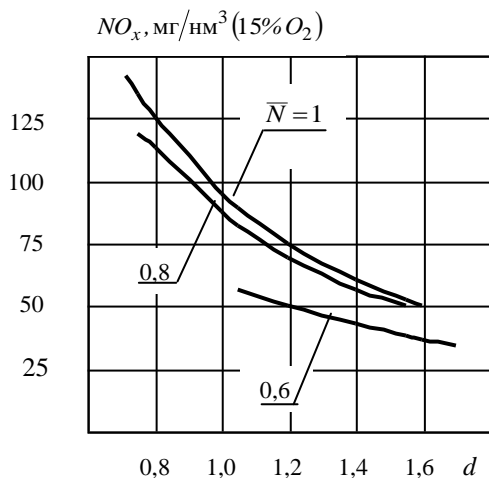


Рисунок 4.4 – Зависимости изменений эмиссий NO_x и CO от изменения относительного расхода впрыскиваемого пара для различных режимов работы одновальной ГТУ, работающей по циклу A-STIG

РАЗДЕЛ 5

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ИСТЕМ ПАРОВОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

При создании современных и перспективных газотурбинных установок, в том числе и ГТУ А-STIG, одной из основных проблем является увеличение их экономичности путем повышения начальных параметров рабочего вещества при одновременном обеспечении высокой надежности эксплуатации. Другими словами, при создании высокотемпературных ГТУ наиболее сложной проблемой является обеспечение надежной работы их элементов, подверженных воздействию больших механических нагрузок и высоких температур газового потока, при минимальных затратах энергии на их охлаждение, чтобы благодаря этому достигался максимальный эффект от повышения начальной температуры газа перед турбиной. В процессе решения этой проблемы большое внимание уделяется разработке эффективных систем охлаждения роторов, корпусов (статоров) и лопаточных аппаратов газовых турбин, которые бы гарантировали допустимое температурное и термонапряженное состояние всех деталей при минимальных затратах на охлаждение. Это достигается путем выбора и рационального распределения охлаждающего вещества по каналам тракта охлаждения, интенсификации теплообмена в этих каналах, уменьшения утечек охлаждающего вещества из системы охлаждения.

5.1 Типы систем охлаждения газовых турбин

Системы охлаждения газовых турбин могут быть двух типов: открытого и закрытого (рис. 5.1, 5.2).

В открытых системах охлаждающее вещество (охладитель) после прохождения тракта охлаждения выводится непосредственно в прочную часть турбины и может участвовать в производстве полезной работы. Обычно в этих системах в качестве охладителя используются цикловой воздух, который отбирается из соответствующей ступени компрессора и направляется в тракт охлаждения турбины (рис. 5.1, а), или перегретый пар, который генерируется в паровом котле-утилизаторе и вводится в тракт охлаждения газовой турбины (рис. 5.2, а).

В закрытых системах охлаждения охлаждающий тракт выполняется газоплотным. В этих системах в качестве охладителя также, в основном, используется цикловый воздух или перегретый пар. В закрытых воздушных системах охлаждающий газовую турбину воздух возвращается в цикл после его дополнительного сжатия в компрессоре (рис. 5.1, б). При закрытом воздушном охлаждении возможно также многократное применение охлаждающего воздуха, для чего организуется отдельный контур охлаждения (рис. 5.1, в).

В закрытых паровых системах охлаждения (рис. 5.2, б) генерируемый в котле-утилизаторе перегретый пар после прохождения охлаждающего тракта газовой турбины впрыскивается в камеру сгорания ГТУ, а затем в качестве паровой компоненты газопарового рабочего вещества участвует в производстве полезной работы (по циклам STIG или A-STIG).

Кроме воздуха и перегретого пара в качестве охладителей газовых турбин могут служить вода и другие вещества.

Использование в качестве охладителя воды позволяет достичь большей величины (глубины) охлаждения по сравнению с воздухом или перегретым паром. Поэтому системы водяного охлаждения газовых турбин очень перспективны, хотя на настоящем этапе развития газотурбостроения они являются предметом научных исследований и новых технических разработок [14].

5.2 Общее сравнение эффективности охлаждения газовых турбин паром и воздухом и основные типы охлаждения деталей газовых турбин

Охлаждение газовых турбин паром обладает более высокой эффективностью, чем их охлаждение воздухом. Пару как охладителю газовых турбин по сравнению с воздухом присущи следующие достоинства:

- значительно меньшие затраты энергии на сжатие пара, так как процесс повышения давления происходит в жидкой фазе;
- лучшие теплофизические свойства, которые определяются, прежде всего, большей удельной теплоемкостью;
- возможность более эффективного полезного использования теплоты газопаровой смеси, уходящей из газовой турбины, по сравнению с газовоздушной смесью;

- возможность использования пара вместо воздуха в системах воздушного охлаждения без их существенных конструктивных изменений.

Достоинства систем охлаждения газовых турбин паром открывают широкие перспективы их применения [14].

Процесс охлаждения деталей газовых турбин часто обеспечивается за счет конвективного теплообмена (рис. 5.3, а). Глубина охлаждения в этом случае зависит от параметров и количества охладителя. Конвективный теплообмен применяется как в открытых, так и в закрытых системах охлаждения газовых турбин.

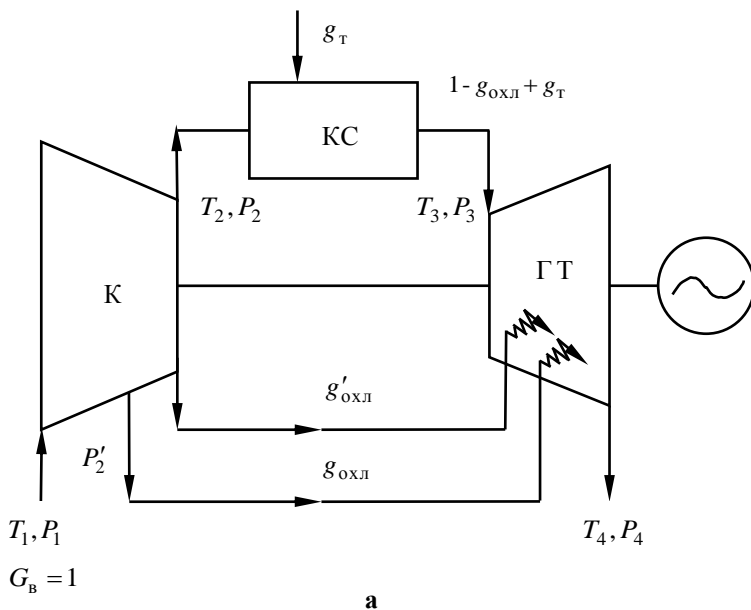


Рисунок 5.1 – Принципиальные схемы ГТУ с системами воздушного охлаждения газовой турбины:

- а** – с открытой системой охлаждения; **б** – с закрытой системой охлаждения;
- в** – с закрытой системой охлаждения с замкнутым охлаждающим контуром

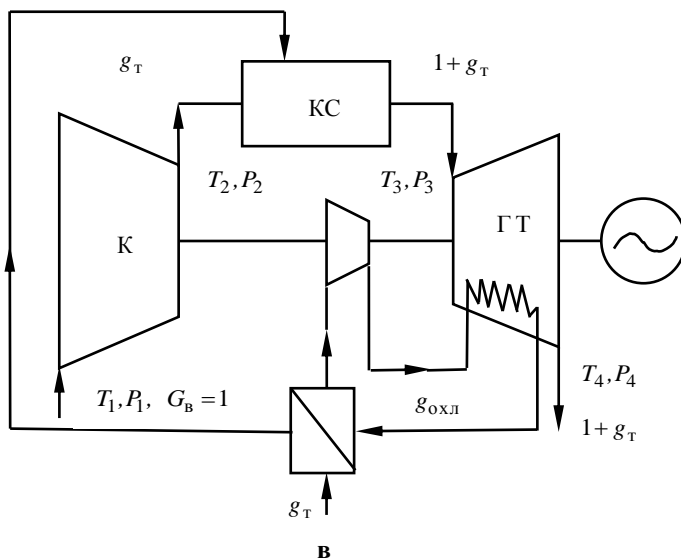
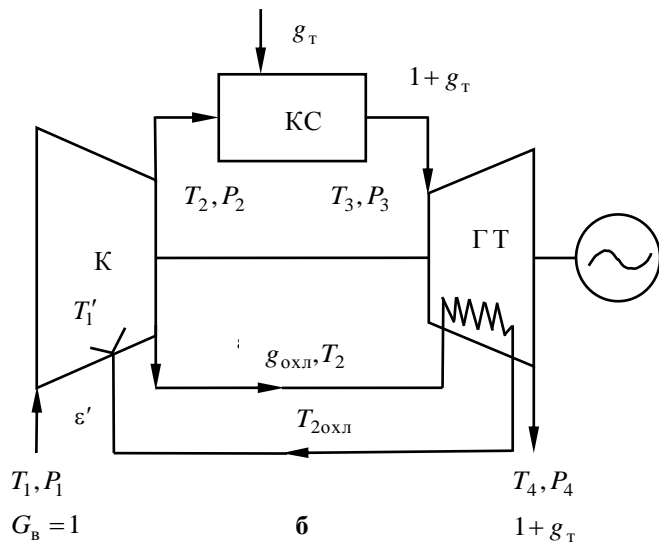


Рисунок 5.1 – Принципиальные схемы ГТУ с системами воздушного охлаждения газовой турбины (продолжение)

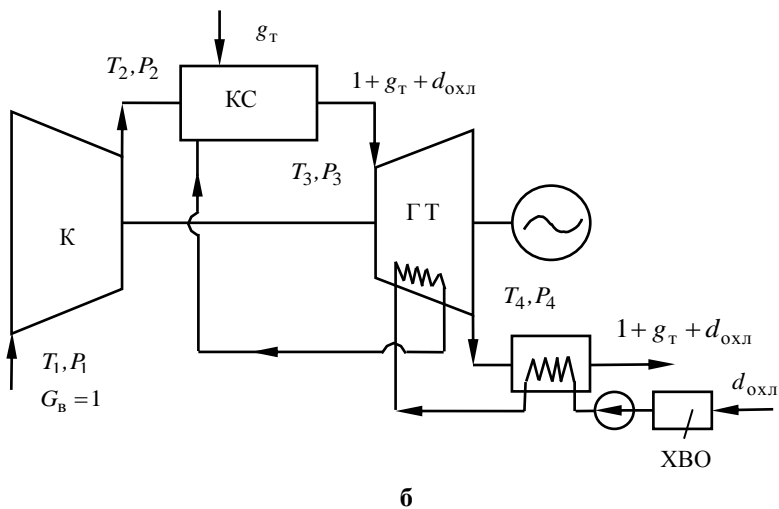
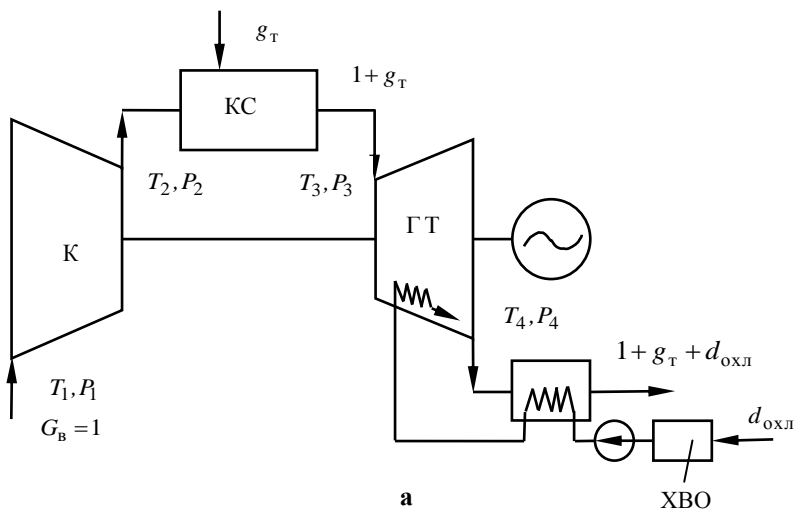


Рисунок 5.2 – Принципиальные схемы ГТУ с системами парового охлаждения газовой турбины:
а – с открытой системой охлаждения; **б** – с закрытой системой охлаждения
 ХВО – химическая водоочистка; $d_{\text{охла}}$ – относительный расход пара на охлаждение

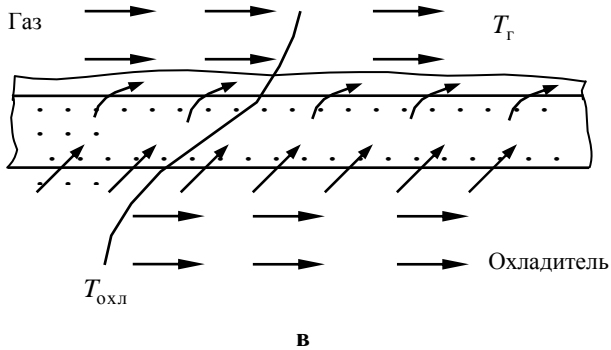
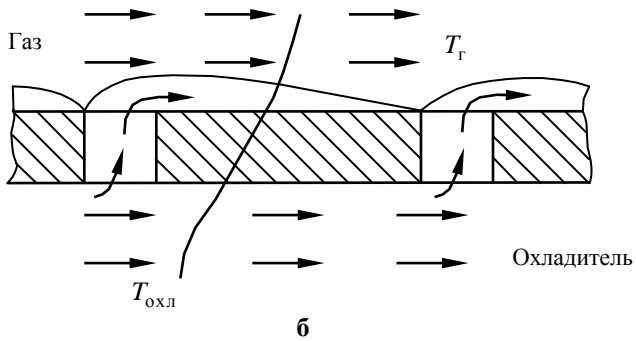
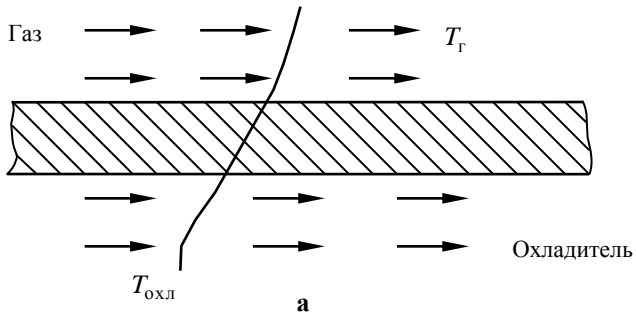


Рисунок 5.3 – Охлаждение деталей газовых турбин:
а – конвективное; **б**– пленочное; **в**– пористое

Более высокую эффективность охлаждения обеспечивает, так называемое, «заградительное» охлаждение, при котором охладитель образует на поверхности детали тонкий относительно холодный защитный слой. Различают два типа «заградительного» охлаждения: пленочное и пористое.

При пленочном «заградительном» охлаждении (рис. 5.3, б) охладитель выдувается на поверхность детали через систему малых отверстий или щелей и за счет этого образует на поверхности защитную пленку. Поскольку пленка быстро размывается основным потоком газа, на охлаждаемой поверхности предусматривается несколько рядов выпускных отверстий. Пленочное охлаждение значительно эффективнее конвективного, поэтому в одинаковых условиях при пленочном охлаждении требуется в $1,5 \div 1,8$ раза меньше охладителя, чем при конвективном.

Еще более эффективно пористое (проникающее) «заградительное» охлаждение, при котором поверхность охлаждаемой детали, изготовленной из пористого материала, пропускает через поры охладитель. За счет выдувания охладителя на поверхности детали образуется тонкий холодный слой, препятствующий теплообмену между горячим газом и поверхностью детали (рис. 5.3, в). При пористом охлаждении требуется в $2,5 \div 3$ раза меньше охладителя по сравнению с конвективным теплообменом.

5.3 Расчет показателей газовых турбин при закрытой системе охлаждения

При закрытой системе охлаждения работа охлаждаемой турбины $H_{T, \text{охл}}$ зависит от отведенной для охлаждения теплоты $q_{\text{охл}}$ и составляет

$$H_{T, \text{охл}} = H_T (1 - \chi q_{\text{охл}} / H_T), \quad (5.1)$$

где H_T – работа турбины без охлаждения; $\chi = \Delta H_T / q_{\text{охл}}$ – коэффициент потери работы.

Коэффициент потери работы можно представить как $\chi = c_{pг} (T_4 - T_{4\text{охл}}) / q_{\text{охл}}$, где T_4 и $T_{4\text{охл}}$ – соответственно температуры рабочего вещества (газов) в конце процесса расширения в проточной части неохлаждаемой и охлаждаемой турбины. Если ввести некоторую температуру T_q как среднюю температуру отвода теплоты $q_{\text{охл}}$, то температура газа за охлаждаемой турбиной будет равна

$$T_{4\text{охл}} = T_4 \left(1 - q_{\text{охл}} / (c_{pг} T_q) \right). \quad (5.2)$$

В результате коэффициент потери работы равен

$$\chi = 1 - T_4 / T_q = 1 - T_3 \left(1 - \left(1 - \varepsilon_T \left(\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T} \right) \right) \eta_T \right) / T_q, \quad (5.3)$$

где T_3 - температура рабочего вещества в начале процесса расширения в проточной части газовой турбины (рис. 5.1, 5.2); κ_T – показатель адиабаты расширения рабочего вещества в турбине.

Если принять допущение, что вся теплота $q_{\text{охл}}$ отводится перед расширением рабочего вещества, то $T_q = T_3$ и выражение для определения χ упрощается:

$$\chi = \left(1 - \varepsilon_T \left(\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T} \right) \right) \eta_T. \quad (5.4)$$

Используя зависимость (5.4), можно получить приближенные формулы для определения $H_{\text{т.охл}}$ и КПД турбины $\eta_{\text{т.охл}}$ при закрытом охлаждении:

$$H_{\text{т.охл}} = H_T \left(1 - q_{\text{охл}} / (c_{pг} T_3) \right); \quad (5.5)$$

$$\eta_{т.охл} = \eta_{т} (1 - q_{охл} / (c_{pг} T_3)), \quad (5.6)$$

где $\eta_{т}$ – КПД турбины без охлаждения.

Теплоту системы охлаждения находят по известному уравнению конвективного теплообмена Ньютона-Рихмана [14]. Применительно к i -ому охлаждаемому венцу лопаток турбины это уравнение имеет вид:

$$Q_{охлi} = \alpha_{гi} (T_{г} - T_{ст})_i F_i, \quad (5.7)$$

где $\alpha_{гi}$, F_i – соответственно средний коэффициент теплоотдачи и площадь поверхности теплообмена i -го лопаточного венца со стороны газа; $T_{г}$, $T_{ст}$ – соответственно средние температуры газа в пределах охлаждаемого венца и поверхности (стенки) охлаждаемой детали.

Удельное количество теплоты при закрытом охлаждении $q_{охл} = Q_{охл} / Q_{г}$ для i -го охлаждаемого лопаточного венца определяется формулой

$$q_{охлi} = \alpha_{гi}^* c_{pг} (T_{г} - T_{ст}), \quad (5.8)$$

где $\alpha_{гi}^* = \alpha_{гi} F_i / G_{г} c_{pг}$ – приведенный коэффициент теплоотдачи i -го охлаждаемого лопаточного венца.

Удельную полную теплоту охлаждения $q_{охл}$ при закрытой системе охлаждения находят суммированием $q_{охлi}$ по всем охлаждаемым лопаточным венцам турбины, то есть

$$q_{охл} = \sum_{i=1}^n q_{охлi}, \quad (5.9)$$

где n – количество охлаждаемых венцов лопаток турбины.

Для определения $q_{охл}$ необходимы данные поступенчатого расчета проточной части турбины. При анализе тепловых схем ГТУ обычно такие данные отсутствуют, поэтому целесообразно использовать при-

ближенный метод расчета $q_{\text{охл}}$. Для этого вводится среднее значение α_{Γ}^* , постоянное для всех охлаждаемых венцов. При этом предполагают, что отвод теплоты от газа осуществляется при температуре T_q . Тогда удельная полная теплота охлаждения при закрытой системе охлаждения газовой турбины равна

$$q_{\text{охл}} = \alpha_{\Gamma}^* c_{p\Gamma} n (T_q - T_{\text{ст}}). \quad (5.10)$$

Для охлаждаемых лопаточных венцов современных высокотемпературных газовых турбин, как показывают результаты расчетов, приведенный коэффициент α_{Γ}^* можно принять равным $0,015 \div 0,025$, причем меньшие значения α_{Γ}^* соответствуют $T_3 = 1200 \div 1250$ К. Коэффициент α_{Γ}^* зависит от параметров рабочего вещества, поэтому для его определения можно воспользоваться приближенной формулой

$$\alpha_{\Gamma}^* = \left[(0,3 \div 0,5) + 0,1 \frac{T_3 - 1250}{200} \right] \sqrt{\frac{T_3}{P_3}} 10^{-3}, \quad (5.11)$$

где P_3 – начальное давление газа, МПа.

Количество охлаждаемых лопаточных венцов n зависит от температуры газа и допустимой температуры стенки детали $T_{\text{ст}}$. Результаты расчетов и опыт проектирования охлаждаемых высокотемпературных ступеней стационарных газовых турбин свидетельствуют о том, что при допустимой температуре $T_{\text{ст}} = 1070 \div 1100$ К и закрытой системе охлаждения можно рекомендовать значения n , приведенные в табл. 5.1.

Таблица 5.1 – Влияние температуры газа перед турбиной на количество охлаждаемых лопаточных венцов

Температура газа T_3 , К	1170- 1200	1250- 1300	1350- 1450	1500- 1600
Количество охлаждаемых лопаточных венцов газовой турбины n	1	2	3	4

5.4 Расчет показателей газовых турбин при открытой системе охлаждения

При расчете работы газовых турбин с открытой системой охлаждения следует учитывать работу, совершаемую охладителем, выпускаемым в проточную часть турбины. Если условно принять независимое расширение охладителя в турбине, то

$$H_{\text{т.охл}} = H_{\text{т}} - \chi q_{\text{охл}} + H_{\text{охл}} g_{\text{охл}}, \quad (5.12)$$

а с учетом параметров рабочего вещества и охладителя:

$$H_{\text{т.охл}} = c_{p\text{т}} T_3 \left(1 - \varepsilon_{\text{т}}^{\left(\frac{\kappa_{\text{т}} - 1}{\kappa_{\text{т}}} \right)} \right) \eta_{\text{т.охл}} - \chi q_{\text{охл}} + g_{\text{охл}} c_{p\text{охл}} T_{3\text{охл}} \left(1 - \varepsilon_{\text{охл}}^{\left(\frac{\kappa_{\text{охл}} - 1}{\kappa_{\text{охл}}} \right)} \right) \eta_{\text{охл}}, \quad (5.13)$$

где $g_{\text{охл}} = G_{\text{охл}}/G_{\text{т}}$ – относительный расход охладителя, $G_{\text{охл}}$ – расход охладителя, $G_{\text{т}}$ – расход рабочего вещества; $T_{3\text{охл}} = T_{1\text{охл}} + q_{\text{охл}}/(c_{p\text{охл}} g_{\text{охл}})$ – температура охладителя в месте его ввода в проточную часть с учетом подогрева за счет теплоты системы охлаждения $q_{\text{охл}}$; $T_{1\text{охл}}$ – температура охладителя на входе в систему охлаждения; $\varepsilon_{\text{т.ох}}$ – степень снижения давления охладителя при его расширении в проточной части турбины; $\eta_{\text{охл}}$ – КПД процесса расширения охладителя; $\eta_{\text{т.охл}}$ – внутренний КПД охлаждаемой турбины; $q_{\text{охл}}$ – теплота открытого охлаждения.

Работа охладителя $H_{\text{охл}}$ зависит от условий ввода охладителя в проточную часть турбины. Если условно принять, что весь охладитель

с температурой $T_{\text{охл}}$ вводится в проточную часть в одном сечении, определяемом некоторой условной температурой газа T_g , которую с достаточной для расчета тепловых схем ГТУ точностью можно найти как $T_g = 0,5(T_3 + T_{\text{ст}})$, то работа охладителя равна

$$H_{\text{охл}} = c_{p \text{ охл}} T_{\text{охл}} \left(1 + q_{\text{охл}} / (g_{\text{охл}} c_{p \text{ охл}} T_{\text{охл}}) \right) \times \left\{ 1 - \left[1 - \left(1 - \varepsilon_{\Gamma} \left(\frac{\kappa_{\Gamma} - 1}{\kappa_{\Gamma}} \right) \right) \times \eta_{\text{т.охл}} \right] \times \frac{1 - q_{\text{охл}} / c_{p \Gamma}}{0,5(1 + T_{\text{ст}} / T_3)} \right\} \eta_{\text{т.охл}} \quad (5.14)$$

Теплота $q_{\text{охл}}$ при открытой системе охлаждения за счет изменения параметров газа несколько отличается от этого параметра при закрытой системе охлаждения. Использование условной температуры газа T_g позволяет предложить принципиальную схему охлаждения газовой турбины, представленную на рис. 5.4, в соответствии с которой $q_{\text{охл}} = q'_{\text{охл}} + q''_{\text{охл}}$, где $q'_{\text{охл}} = \alpha_{\Gamma}^* c_{p \Gamma} n' (T_3 - T_{\text{ст}})$ и $q''_{\text{охл}} = \alpha_{\Gamma}^* c_{p \Gamma} n'' (T_3 - \Delta T_g - T_{\text{ст}})$ – теплота охлаждения до и после ввода охладителя; n' и n'' – количество охлаждаемых лопаточных венцов в каждой части турбины; $\Delta T_g = T_g - T'_g$ – понижение температуры газа (рабочего вещества) за счет ввода охладителя. При условии, что $n' = n''$ и $T_g = (T_3 + T_{\text{ст}}) / 2$, можно записать

$$q_{\text{охл}} = \alpha_{\Gamma}^* n c_{p \Gamma} (T_3 - T_{\text{ст}}) \left(1 - 0,5 \Delta T_g / (T_3 - T_{\text{ст}}) \right), \quad (5.15)$$

где n – общее количество охлаждаемых лопаточных венцов в турбине, $n = n' + n''$.

Температура T'_g определяется из уравнения теплового баланса.

Для приближенной оценки $q_{\text{охл}}$ можно также воспользоваться формулой

$$q_{\text{охл}} = 0,9\alpha_{\text{г}}^* n c_{\text{рг}} (T_3 - T_{\text{ст}}). \quad (5.16)$$

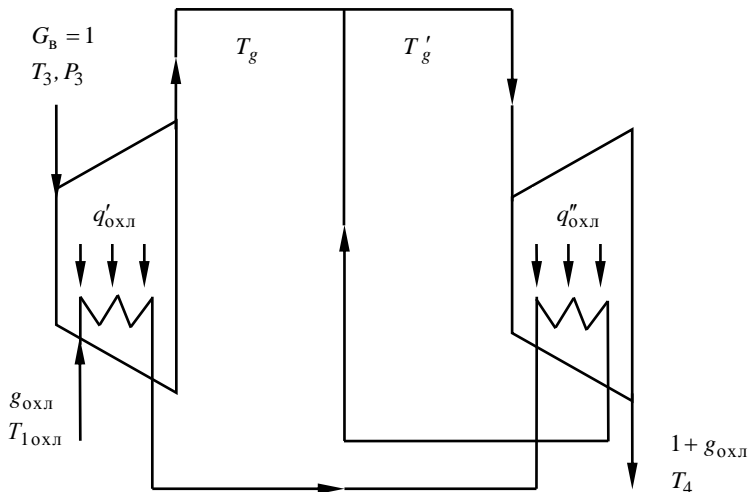


Рисунок 5.4 – Принципиальная схема открытого охлаждения газовой турбины

Расход охладителя газовой турбины $g_{\text{охл}}$ в открытых системах охлаждения зависит от интенсивности охлаждения каждого охлаждаемого элемента и с достаточной степенью точности может быть определен при подробном газодинамическом расчете проточной части турбины. При этом расчете учитывается конструкция системы охлаждения. Как уже отмечалось в разделе 5.3, при расчетах тепловых схем ГТУ детальные расчеты проточной части турбины обычно отсутствуют. Поэтому в этом случае для расчета расхода охладителя $g_{\text{охл}}$ можно воспользоваться приближенными эмпирическими формулами.

Расход охладителя зависит от его теплофизических свойств. Поскольку в практике создания охлаждаемых газовых турбин наибольшее применение в качестве охладителя нашел цикловой воздух ГТУ, то формулы для расчета расхода охлаждающего пара $d_{\text{охл}}$ выводятся из формул для расчета расхода охлаждающего воздуха $g_{\text{охл}}$.

При охлаждении турбины можно условно выделить три составляющие общего расхода охлаждающего воздуха: $g_{\text{охл}}^{\text{р}}$, $g_{\text{охл}}^{\text{ст}}$ и $g_{\text{охл}}^{\text{л}}$ – расход воздуха на охлаждение элементов ротора, статора и лопаточного аппарата соответственно. Результаты анализа конструкций газовых турбин позволяют рекомендовать следующие эмпирические уравнения для определения расхода воздуха на охлаждение элементов ротора и статора:

$$g_{\text{охл}}^{\text{р}} = 0,01 + 0,25 \cdot 10^{-4} (T_3 - T_{\text{ст}}); \quad (5.17)$$

$$g_{\text{охл}}^{\text{ст}} = 0,08 + 0,22 \cdot 10^{-4} (T_3 - T_{\text{ст}}). \quad (5.18)$$

Наибольшая масса воздуха отбирается на охлаждение лопаточного аппарата турбины. Для приближенной оценки $g_{\text{охл}}^{\text{л}}$ рекомендуется формула

$$g_{\text{охл}}^{\text{л}} = q_{\text{охл}} / [\sigma_{\text{исп}} c_{\text{р охл}} (T_{\text{ст}} - T_{\text{лохл}})], \quad (5.19)$$

где $\sigma_{\text{исп}} = \Delta T_{\text{охл}} / (T_{\text{ст}} - T_{\text{лохл}})$ – коэффициент использования охлаждающего ресурса охладителя, обычно $\sigma_{\text{исп}} = 0,4 \div 0,6$; $\Delta T_{\text{охл}}$ – нагрев охладителя в системе охлаждения.

Таким образом, общий расход воздуха на охлаждение газовой турбины равен

$$g_{\text{охл}} = \sigma_{\text{ут}} (g_{\text{охл}}^{\text{р}} + g_{\text{охл}}^{\text{ст}} + g_{\text{охл}}^{\text{л}}), \quad (5.20)$$

где σ_{yT} – коэффициент утечек, который для хорошо разработанных конструкций систем охлаждения составляет $1,15 \div 1,2$.

В паровых системах охлаждения расход пара для охлаждения газовой турбины рассчитывается на основании формул (5.17)÷(5.20) с введением коэффициента, представляющего собой отношение удельных изобарных теплоемкостей воздуха $c_{pв}$ и пара $c_{pп}$:

$$d_{\text{охл}} = g_{\text{охл}} c_{pв} / c_{pп} . \quad (5.21)$$

Для еще более приближенных расчетов расходов охлаждающего воздуха $g_{\text{охл}}$ и охлаждающего пара $d_{\text{охл}}$ рекомендуются более простые эмпирические формулы, полученные в результате обобщения данных исследований стационарных охлаждаемых газовых турбин и пригодные как для открытых, так и для закрытых систем охлаждения:

$$g_{\text{охл}} = 0,02 + 0,32 \cdot 10^{-3} (T_3 - T_{\text{ст}}); \quad (5.22)$$

$$d_{\text{охл}} = (0,02 + 0,32 \cdot 10^{-3} (T_3 - T_{\text{ст}})) c_{pв} / c_{pп} . \quad (5.23)$$

КПД охлаждаемой турбины $\eta_{\text{т.охл}}$ зависит от дополнительных потерь, обусловленных охлаждением элементов проточной части. В настоящее время имеется много публикаций, например [1, 14], посвященных основным видам этих потерь. К числу этих потерь относятся термодинамические и аэродинамические потери, обусловленные в основном изменением геометрии профиля охлаждаемой лопатки и выпуском охладителя в проточную часть турбины.

Термодинамическая потеря энергии, связанная с уменьшением энтальпии рабочего тела за счет отвода теплоты, определяется коэффициентом χ . По принятой расчетной методике эта потеря учитывается

отдельным членом в уравнении полезной работы (5.1) и не влияет на величину $\eta_{T,oxл}$, которая зависит от аэродинамических потерь.

Открытое охлаждение (и паровое, и воздушное) оказывает большее воздействие на КПД охлаждаемых ступеней газовых турбин, чем закрытое. Для предварительных расчетов показателей охлаждаемой турбины при охлаждении ее воздухом можно принять, что увеличение расхода охладителя на 1 %, включая и его утечки, на 1,0÷1,5 % снижает КПД соответствующей ступени газовой турбины [14]. Для оценки КПД охлаждаемой турбины можно использовать формулу

$$\eta_{T,oxл} = (1 + \alpha) \left(n_{oxл} \eta_{ст}^{oxл} + (n - n_{oxл}) \eta_{ст} \right) / n, \quad (5.24)$$

где $\eta_{ст}^{oxл}$ и $\eta_{ст}$ – соответственно средний КПД охлаждаемых и не охлаждаемых ступеней; n – общее количество ступеней в турбине; $n_{oxл}$ – количество охлаждаемых ступеней в турбине; α – коэффициент возврата теплоты.

5.5 Сравнение показателей газотурбинных установок с различными системами воздушного и парового охлаждения

5.5.1 Показатели газотурбинных установок с закрытой системой воздушного охлаждения

Закрытое воздушное охлаждение (рис. 5.1, б) позволяет использовать с более высокой эффективностью теплоту охлаждения $q_{oxл}$ по сравнению с открытым воздушным охлаждением. При закрытом воздушном охлаждении внутренняя (располагаемая) полезная работа ГТУ и удельная теплота, подведенная с топливом в камеру сгорания, соответственно равны:

$$H_B^{3,в} = c_{pT} T_3 (1 + g_T) \left[1 - \left(\varepsilon_T \left(\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T} \right) \right) \right] \eta_T - (1 + g_T) \chi q_{oxл} - H_K; \quad (5.25)$$

$$q_{\text{кс}}^{3.в} = (1 + g_{\text{т}})c_{\text{рГ}}T_3 - c_{\text{рВ}}T_2, \quad (5.26)$$

где $c_{\text{рТ}}$ – удельная изобарная теплоемкость рабочего вещества турбины; $H_{\text{к}} = H'_{\text{к}} + H''_{\text{к}}$ – суммарная работа компрессора; $H'_{\text{к}}$ и $H''_{\text{к}}$ – соответственно работа до и после ввода охладителя.

Выражения (5.25), (5.26) определяют внутренний КПД установки с закрытой системой воздушного охлаждения $\eta_{\text{в}}^{3.в}$.

Применение закрытого воздушного охлаждения приводит к уменьшению внутренней полезной работы и КПД ГТУ по сравнению с работой ГТУ без охлаждения $H_{\text{в}}$ и ее внутреннего КПД $\eta_{\text{в}}$, причем КПД уменьшается в меньшей степени, чем внутренняя полезная работа, так как расход топлива в камере сгорания из-за повышения температуры T_2 (рис. 5.1, б) в соответствии с формулой (5.26) уменьшается. Так, например, при температуре газа $T_3 = 1500$ К удельная работа ГТУ снижается за счет охлаждения приблизительно на 7 %, а КПД – лишь на 1 % (абсолютный). Приблизительно можно считать, что на каждый процент массы воздуха, отобранного на охлаждение турбины, в диапазоне температур газа 1200÷1600 К полезная работа ГТУ уменьшается на 0,5÷0,7 %, а расход топлива повышается на 0,2÷0,3 %. Относительно небольшое влияние отбираемого воздуха при закрытом охлаждении на показатели работы установки объясняется высокой эффективностью использования в цикле ГТУ охлаждающего воздуха и теплоты этой системы охлаждения.

5.5.2 Показатели газотурбинных установок с открытой системой воздушного охлаждения

Открытое воздушное охлаждение (рис. 5.1, а) характеризуется более большими потерями полезной работы ГТУ по сравнению с закрытым воздушным охлаждением. В этом случае показатели ГТУ равны:

$$H_B^{0,B} = (1 + g_T - g_{\text{охл}}) c_{pT} T_3 \left[1 - \varepsilon_T \left(\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T} \right) \right] \eta_{T,\text{охл}} -$$

$$- \chi q_{\text{охл}} (1 + g_T - g_{\text{охл}}) - c_{pB} T_1 \left(\varepsilon \left(\frac{\kappa_B - 1}{\kappa_B} \right) - 1 \right) / \eta_{\kappa} + H_{\text{охл}} g_{\text{охл}}$$
;(5.27)

$$q_{\kappa,C}^{0,B} = (1 + g_T - g_{\text{охл}}) c_{pT} T_3 - (1 - g_{\text{охл}}) c_{pB} T_1 \left[1 + \left(\varepsilon \left(\frac{\kappa_B - 1}{\kappa_B} \right) - 1 \right) / \eta_{\kappa} \right], \quad (5.28)$$

где κ_B – показатель адиабаты сжатия воздуха в компрессоре; $H_{\text{охл}}$ – работа охлаждающего воздуха, которая определяется по формуле (5.14).

Относительная потеря полезной работы ГТУ без охлаждения из-за отбора части циклового воздуха на открытое охлаждение турбины равна

$$\Delta H_B = (H_B - H_B^{0,B}) / H_B = g_{\text{охл}} C / \varphi, \quad (5.29)$$

где $H_B^{0,B}$ и H_B – соответственно внутренняя работа ГТУ с открытым охлаждением и без охлаждения; φ – коэффициент полезной работы ГТУ без охлаждения; C – коэффициент, учитывающий потери полезной работы в результате отборов охлаждающего воздуха:

$$C = 1 - \frac{c_{pB} T_{3\text{охл}} \left(1 - \varepsilon_{\text{охл}} \left(\frac{\kappa_B - 1}{\kappa_B} \right) \right)}{c_{pT} T_3 \left(1 - \varepsilon_T \left(\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T} \right) \right)} + \frac{\chi q_{1\text{охл}} (1 + g_T - g_{\text{охл}})}{g_{\text{охл}} c_{pT} T_3 \left(1 - \varepsilon_T \left(\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T} \right) \right) \eta_{T,\text{охл}}}. \quad (5.30)$$

Коэффициент C изменяется мало и для температуры газа 1300÷1600 К составляет 0,6÷0,65 при отборе всего охлаждающего воздуха после компрессора и 0,5÷0,55 при отборе охлаждающего воздуха из промежуточных ступеней компрессора. При отборе 1 % воздуха после компрессора на охлаждение турбины полезная работа ГТУ уменьшается на 1÷1,5 %.

Внутренний КПД всей установки при открытом воздушном охлаждении $\eta_B^{0,B}$ можно приближенно оценить по уравнению

$$\eta_B^{0,B} = \eta_B (1 - g_{\text{охл}} C / \varphi) / (1 - g_{\text{охл}}), \quad (5.31)$$

где η_B – внутренний КПД ГТУ без охлаждения.

Результаты расчетов показывают, что при отборе воздуха в количестве 1 % после компрессора при открытом охлаждении турбины расход топлива повышается на 0,4÷0,6 %. При начальной температуре газа 1300÷1600 К и отборе охлаждающего воздуха в количестве 12÷14 % повышение расхода топлива из-за охлаждения достигает почти 10 %. Таким образом, открытое воздушное охлаждение оказывает большое влияние на основные характеристики ГТУ.

5.5.3 Показатели газотурбинных установок с открытой системой парового охлаждения

При открытом паровом охлаждении (рис. 5.2, а) внутренняя работа ГТУ $H_B^{0,П}$ и удельная теплота, подведенная с топливом в камеру сгорания, $q_{к.с}^{0,П}$ равны:

$$H_B^{0,П} = (1 + g_T) c_{pT} T_3 \left(1 - \varepsilon_T^{-\left(\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T}\right)} \right) \eta_{т.охл} - \chi q_{\text{охл}} (1 + g_T) - c_{pB} T_1 \left(\varepsilon^{\left(\frac{\kappa_B - 1}{\kappa_B}\right)} - 1 \right) / \left(\eta_K + c_{pП} T_{3\text{охл}}^П d_{\text{охл}} \left(1 - \varepsilon_{\text{охл}}^{-\left(\frac{\kappa_{П} - 1}{\kappa_{П}}\right)} \right) \right) \eta_{\text{охл}} ; \quad (5.32)$$

$$q_{к.с}^{0.п} = (1 + g_T) c_{pг} T_3 - c_{pв} T_1 \left[1 + \left(\varepsilon \left(\frac{\kappa_B - 1}{\kappa_B} \right) - 1 \right) / \eta_k \right], \quad (5.33)$$

где $T_{3\text{охл}}^п = T_п + q_{\text{охл}} / (c_{pп} d_{\text{охл}})$ – температура пара после системы охлаждения; $d_{\text{охл}}$ – относительный расход пара на охлаждение турбины; $T_п$ – температура пара на входе в систему охлаждения; $\kappa_п$ – показатель адиабаты расширения пара в турбине.

Пар, охлаждающий турбину, должен быть слабо перегретым: $T_п = T_S + \Delta T$, где T_S – температура насыщения пара, $\Delta T = 15 \div 20$ К.

Полезная работа ГТУ и ее КПД при открытом паровом охлаждении выше, чем аналогичные показатели в ГТУ без охлаждения.

Использование пара в открытой системе охлаждения приводит к повышению внутренней полезной работы газотурбинных установок $\Delta H_B^{0.п}$ в соответствии с формулой

$$\Delta H_B^{0.п} = g_{\text{охл}} C_п / \varphi (1 - C g_{\text{охл}} / \varphi), \quad (5.34)$$

где $C_п$ – коэффициент, учитывающий дополнительную работу пара в турбине; в широком диапазоне температур газа $C_п = 0,8 \div 0,9$.

Замена 1 % охлаждающего воздуха паром при открытой системе охлаждения и температуре газа $1300 \div 1600$ К приводит к повышению мощности ГТУ почти на $2 \div 2,5$ %. При этом существенно возрастает степень повышения давления в компрессоре ε и КПД ГТУ. Результаты расчетов показывают, что замена 1 % отбираемого на охлаждение турбины воздуха паром может обеспечить экономию топлива на $1,2 \div 1,3$ %. При температуре газа $1400 \div 1500$ К открытое паровое охлаждение вместо воздушного позволяет экономить $12 \div 14$ % топлива,

причем при повышении температуры газа перед турбиной экономия топлива будет увеличиваться.

5.5.4 Показатели газотурбинных установок с закрытой системой парового охлаждения

Закрытое паровое охлаждение (рис. 5.2, б) позволяет с еще более высокой эффективностью, чем открытое паровое охлаждение, использовать теплоту охлаждения $q_{\text{охл}}$. Показатели ГТУ при закрытом паровом охлаждении равны:

$$H_{\text{в}}^{3.\text{п}} = (1 + g_{\text{т}} + d_{\text{охл}}) c_{\text{рсм}} T_3 \left(1 - \varepsilon_{\text{т}}^{-\left(\frac{\kappa_{\text{см}} - 1}{\kappa_{\text{см}}}\right)_{\text{см}}} \right) \eta_{\text{т.охл}} - (1 + g_{\text{т}} + d_{\text{охл}}) \chi q_{\text{охл}} - c_{\text{рв}} T_1 \left(\varepsilon^{\left(\frac{\kappa_{\text{в}} - 1}{\kappa_{\text{в}}}\right)} - 1 \right) / \eta_{\text{к}} ; \quad (5.35)$$

$$q_{\text{к.с}}^{3.\text{п}} = (1 + g_{\text{т}} + d_{\text{охл}}) c_{\text{рсм}} T_3 - c_{\text{рв}} T_1 \left[1 + \left(\varepsilon^{\left(\frac{\kappa_{\text{в}} - 1}{\kappa_{\text{в}}}\right)} - 1 \right) / \eta_{\text{к}} \right], \quad (5.36)$$

где $c_{\text{рсм}}$ – удельная изобарная теплоемкость газопаровой смеси.

При паровом закрытом охлаждении существенно увеличивается полезная работа установки, что объясняется эффективной работой пара в этой схеме охлаждения ГТУ. По сравнению с часто применяющимся открытым воздушным охлаждением повышение внутренней полезной работы ГТУ $\Delta H_{\text{в}}$ составит

$$\Delta H_{\text{в}} = H_{\text{в}}^{3.\text{п}} - H_{\text{в}}^{\text{о.в}} = d_{\text{охл}} c_{\text{рп}} T_3 \left(1 - \varepsilon_{\text{т}}^{-\left(\frac{\kappa_{\text{п}} - 1}{\kappa_{\text{п}}}\right)} \right) \eta_{\text{т.охл}} C_{\text{п}}, \quad (5.37)$$

$$\text{где } C_{\Pi} = 1 + \left[g_{\text{охл}} c_{pT} \left(1 - \varepsilon_T^{-\left(\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T} \right)} \right) \right] / \left[d_{\text{охл}} c_{p\Pi} \left(1 - \varepsilon_T^{-\left(\frac{\kappa_{\Pi} - 1}{\kappa_{\Pi}} \right)} \right) \right] -$$

коэффициент, который при температуре газа 1300÷1600 К составляет 2,5÷3.

При замене открытого воздушного охлаждения закрытым паровым охлаждением внутренняя полезная работа ГТУ при введении в систему охлаждения 1 % пара возрастает на 6÷6,5 %.

5.6 Вывод относительно эффективности применения различных систем парового охлаждения газовых турбин

При применении открытых и закрытых систем воздушного охлаждения полезная работа ГТУ и ее КПД по сравнению с полезной работой и КПД ГТУ без охлаждения уменьшаются.

При применении систем парового охлаждения полезная работа ГТУ и ее КПД по сравнению с полезной работой и КПД ГТУ без охлаждения увеличиваются, причем более значительно при применении закрытых систем парового охлаждения, чем при применении открытых систем парового охлаждения.

Таким образом, закрытые системы парового охлаждения газовых турбин ГТУ более эффективны, чем открытые системы парового охлаждения.

При повышении температуры газа перед турбиной эффективность применения открытых и закрытых систем парового охлаждения увеличивается.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Анализ основных параметров и показателей работы газотурбинных установок с усовершенствованной схемой впрыска водяного пара в камеру сгорания (ГТУ А-STIG) и пароводяным охлаждением газовой турбины доказывает высокую энергетическую и экологическую эффективность этих комбинированных установок. В наиболее современных схемах и конструкциях ГТУ А-STIG коэффициент полезного действия составляет $45\div 47\%$, а коэффициент использования теплоты – $80\div 90\%$. Научные исследования и разработки показывают, что в будущем в перспективных ГТУ А-STIG с пароводяным охлаждением и впрыском воды в компрессор можно получить коэффициент полезного действия, равный $55\div 57\%$.

Промышленная эксплуатация этих установок в разных странах доказывает их преимущество по сравнению с различными газотурбинными установками простого цикла, комбинированными электрическими и когенерационными газопаротурбинными установками, газотурбинными установками, работающими по циклу STIG, и расширяет возможности комбинированных энергетических установок с точки зрения технико-экономической и экологической эффективности их применения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Шнез Я.И., Капинос В.М., Котляр И.В. Газовые турбины. – Киев: Вища школа, 1976. – 295 с.
- 2 Курзон А.Г. Основы теории и проектирования судовых паротурбинных и газопаротурбинных установок. – Ленинград: Судостроение, 1974. – 536 с.
- 3 Полетавкин П.Г. Парогазотурбинные установки. – Москва: Наука, 1980. – 142 с.
- 4 Арсеньев Л.В. Характеристики работы стационарных ГТУ, форсированных впрыском воды в тракт высокого давления. – Москва: НИИЭнформэнергомаш, 1982. – 46 с.

5 Дикий Н.А. Судовые газопаровые установки. – Ленинград: Судостроение, 1978. – 261 с.

6 Романов В.И., Кривуца В.А. Комбинированная газотурбинная установка мощностью 16-25 МВт с утилизацией теплоты отходящих газов и регенерацией воды из парогазового потока // Промышленная теплотехника. – 1995. – Т. 17. – № 6. – С. 89-96.

7 Старикович М.А., Фаворский О.Н., Батенин В.М. и др. Парогазовая установка с впрыском пара: возможности и оптимизация параметров цикла // Теплоэнергетика. – 1995. – № 10. – С. 52-57.

8 Кривуца В.А., Кучеренко О.С., Дудкина И.Н. Параметрический анализ термодинамического цикла КППТУ «Водолей». Известия академии инженерных наук Украины. – 1999. – № 10. – С. 53-58.

9 Бойс М. Передовые схемы для газовых турбин в установках комбинированного цикла. Газотурбинные технологии. – 2001. – С. 5-9.

10 Елисеев Ю., Беляев В., Косой А. Для коренной реконструкции энергетического комплекса страны // Двигатель. – 2000. – № 5-6. – С. 25-27.

11 Елисеев Ю., Беляев В. Новое применение ГТУ // Двигатель. – 2000. – № 4. – С. 16-17.

12 Фаворский О.Н., Батенин В.М., Зейгарник Ю.А. и др. Комплексная парогазовая установка с впрыском пара и теплонасосной установкой (ПГУ МЭС-60) для АО «Мосэнерго» // Теплоэнергетика. – 2001. – № 9. – С.50-58.

13 Fulton K. First marine ICR engine enters 2-yr to validate design // Gas turbine world – September-October 1994. – P. 18-21.

14 Копелев С.З., Слитенко А.Ф. Конструкция и расчет систем охлаждения ГТД. – Харьков: Изд-во Основа, 1994. – 240 с.

15 Химмельблау Д. Прикладное нелинейное программирование: Пер. с англ. – Москва: Мир, 1975. – 555 с.

16 Андреев К.Д., Беркович А.Л., Полищук В.Г., Рассохин В.А. Улучшение параметров работы ГТУ впрыском воды в проточную часть компрессоров // Вестник двигателестроения. – 2004. – № 2. – С. 18-20.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
РАЗДЕЛ 1 Анализ различных схем и способов использования теплоты уходящих газов газотурбинных двигателей в циклах газотурбинных и газопаротурбинных установок	4
РАЗДЕЛ 2 Общее описание схемы газотурбинных установок, работающих по циклу A-STIG, и сравнительный анализ эффективности применения этих установок	11
2.1 Принцип технологии и описание тепловой схемы газотурбинных установок, работающих по циклу A-STIG.....	11
2.2 Сравнение основных параметров и показателей газотурбинных установок, работающих по циклу A-STIG, и газопаротурбинных установок, работающих по циклу КОМБИ.....	14
РАЗДЕЛ 3 Исследование основных параметров и показателей эффективности работы газотурбинных установок, работающих по циклу A-STIG	18
3.1 Описание тепловой диаграммы газотурбинных установок, работающих по циклу A-STIG.....	18
3.2 Основные факторы и параметры, влияющие на улучшение показателей эффективности работы оборудования газотурбинных установок при цикле A-STIG.....	19
3.2.1 Влияние увеличения расхода рабочего вещества через газовую турбину.....	20
3.2.2 Влияние улучшения энергетических свойств рабочего вещества газовой турбины.....	21

3.2.3 Влияние увеличения полной степени снижения давления в газовой турбине.....	22
3.3 Исследование особенностей изменения параметров оборудования одновальных и двухвальных газотурбинных установок, работающих по циклу А-STIG.....	24
3.4 Методика и структурная схема алгоритма термогазодинамического расчета газотурбинных установок, работающих по циклу А-STIG.....	26
РАЗДЕЛ 4 Детальное исследование и расчет параметров оборудования газотурбинных установок, работающих по циклу А-STIG.....	30
4.1 Исследование влияния количества впрыскиваемого пара на повышение эффективности работы и основные параметры газотурбинных установок, работающих по циклу А-STIG.....	30
4.2 Исследование и расчет влияния количества впрыскиваемого пара на коэффициент избытка воздуха и давление в камере сгорания газотурбинных установок, работающих по циклу А-STIG.....	34
4.3 Исследование и расчет влияния параметров впрыскиваемого пара на коэффициент утилизации теплоты уходящих газов и на внутренний тепловой КПД газотурбинных установок А-STIG.....	35
4.4 Исследование и расчет параметров в котле-утилизаторе газотурбинных установок, работающих по циклу А-STIG.....	36
4.5 Исследование влияния впрыска воды в проточную часть компрессоров газотурбинных установок, работающих по циклу А-STIG.....	38
4.6 Исследование экологической эффективности газотурбинных установок, работающих по циклу А-STIG.....	39

РАЗДЕЛ 5 Анализ эффективности применения систем парового охлаждения газовых турбин.....	42
5.1 Типы систем охлаждения газовых турбин.....	42
5.2 Общее сравнение эффективности охлаждения газовых турбин паром и воздухом и основные типы охлаждения деталей газовых турбин.....	43
5.3 Расчет показателей газовых турбин при закрытой системе охлаждения.....	48
5.4 Расчет показателей газовых турбин при открытой системе охлаждения.....	51
5.5 Сравнение показателей газотурбинных установок с различными системами воздушного и парового охлаждения.....	56
5.5.1 Показатели газотурбинных установок с закрытой системой воздушного охлаждения.....	56
5.5.2 Показатели газотурбинных установок с открытой системой воздушного охлаждения.....	57
5.5.3 Показатели газотурбинных установок с открытой системой парового охлаждения.....	59
5.5.4 Показатели газотурбинных установок с закрытой системой парового охлаждения.....	60
5.6 Вывод относительно эффективности применения различных систем парового охлаждения газовых турбин.....	61
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	62
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	63

Навчальне видання

ЄФІМОВ Олександр В'ячеславович
ГАРКУША Тетяна Анатоліївна
ССИПЕНКО Тетяна Олексіївна

**АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ
ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК
З УДОСКОНАЛЕННОЮ СХЕМОЮ ВПРИСКУ
ВОДЯНОЇ ПАРИ ДО КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ
І ПАРОВИМ ОХОЛОДЖЕННЯМ ГАЗОВОЇ ТУРБІНИ**

Навчальний посібник з курсу
„ТЕС і АЕС”

для студентів напрямку 6.090500 – бакалавр енергетики
спеціальності «Котли і реактори»

Російською мовою

Відповідальний за випуск проф. *О.В. Єфімов*
Роботу до видання рекомендував проф. *В.В. Бородаєвський*

В авторській редакції

План 2007 р. поз. 91/.....

Підп. до друку 00.00.08 р. Формат 60×84 1/16. папір офісний.
Riso-друк. Гарнітура Таймс. Ум. друк. арк. . Обл.-вид. арк. 3,9.
Наклад 60 прим. Зам. № . Ціна договірна.

Видавничий центр НТУ „ХП”.

Свідоцтво про державну реєстрацію ДК № 116 від 10.07.2000 р.

61002, Харків, вул. Фрунзе, 21

Друкарня НТУ „ХП”. 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21