

УДК 621.31

## ОБ ОСОБЕННОСТЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЭНЕРГООБЛОКОВ ПГУ В КЛИМАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ РОССИИ

Рабенко В.С., к.т.н. (ИГЭУ, Иваново) Будаков И.В., (Филиал «Ивановские ПГУ» ОАО «ИНТЕР РАО  
ЕЭС», Комсомольск), Неуймин В.М., к.т.н. (ОАО-«ОГК-4», Москва)

**Аннотация:** В работе представлены результаты исследований влияния климатических условий на режимы работы утилизационной ПГУ. Рассмотрены вопросы повышения надежности работы ГТУ путем управления качеством воздуха на входе в турбокомпрессор. Дана оценка потенциала энергосбережения в парогазовых технологиях.

**Ключевые слова:** *газотурбинная установка, парогазовая установка, климат, надежность, экономичность, энергосбережение.*

## SINGULARITIES OF COMBINED-CYCLE PLANT'S OPERATION IN CLIMATIC CONDITIONS OF RUSSIA.

V.S.Rabenko, PhD in technical sciences (associate professor);

I.V. Budakov, Engineer; V.M. Neumin, PhD in technical sciences (associate professor)

**Annotation:** The article contained investigation results of combined-cycle plant's work in climatic conditions of Russia, questions of reliability improvement combined-cycle plant's work by air quality management at the turbine compressor input, estimation of the combined-cycle plant's efficiency potential.

**Key words:** *gas-turbine unit, combined-cycle plant, climate, reliability, efficiency, energy saving.*

### Введение

Инвестиционной программой ОАО РАО «ЕЭС России» до 2020 г. намечен значительный объем ввода в эксплуатацию современных парогазовых установок (ПГУ) [1]. Техническое перевооружение ТЭС России, работающих на газе, в среднесрочной перспективе намечено, в основном, путём реконструкции (расширения) за счёт сооружения современных ПГУ взамен вывода из эксплуатации генерирующих мощностей, выработавших свой ресурс, или имеющих пониженные показатели надёжности и экономичности. При этом, на КЭС намечается сооружать ПГУ единичной мощностью 170÷800 МВт с КПД 53÷58 %, а на ТЭС – ПГУ единичной мощностью 90÷450 МВт с КПД 52÷53 %.

За рубежом большинство ПГУ построено для эксплуатации в умеренных климатических условиях (рис. 1), что предопределяет работу газотурбинной части, близкую к расчетным условиям. Климатические особенности России несравнимы с климатическими условиями стран Запада и США, однако, фирмы Америки и Европы являются генеральными подрядными организациями ОАО «ОГК», «ТГК» при строительстве в регионах России современных ПГУ.

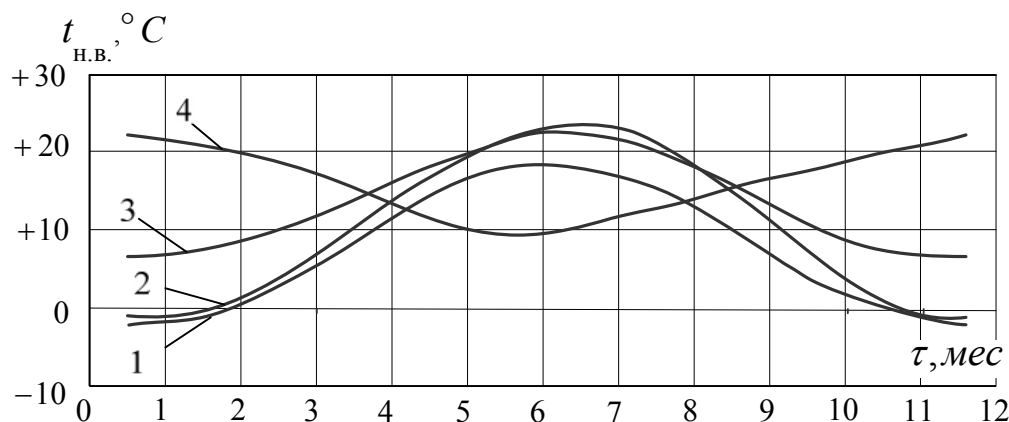


Рис.1. Среднемесячные температуры наружного воздуха в ряде стран Запада и Америки:  
1 – Копенгаген; 2 – Нью-Йорк; 3 – Лондон; 4 - Чили

Отечественные газотурбинные установки (ГТУ) проектируются на условия атмосферного воздуха:  $p_{\text{атм}} = 101,3$  кПа и  $t_{\text{нв}} = +15^{\circ}\text{C}$  [2]. Однако температура наружного воздуха в течение годового цикла эксплуатации изменяется в широких пределах.

Например, среднегодовая температура воздуха в г. Комсомольске Ивановской обл., где установлены отечественные газотурбинные установки ГТУ-110 (рис. 2) в составе парогазовой установки ПГУ-325 (Филиал «Ивановские ПГУ» ОАО «ИНТЕР РАО ЕЭС»), составляет  $+3,3^{\circ}\text{C}$ . Следовательно, эксплуатация ГТУ осуществляется преимущественно в режимах ниже расчетных (рис. 3).

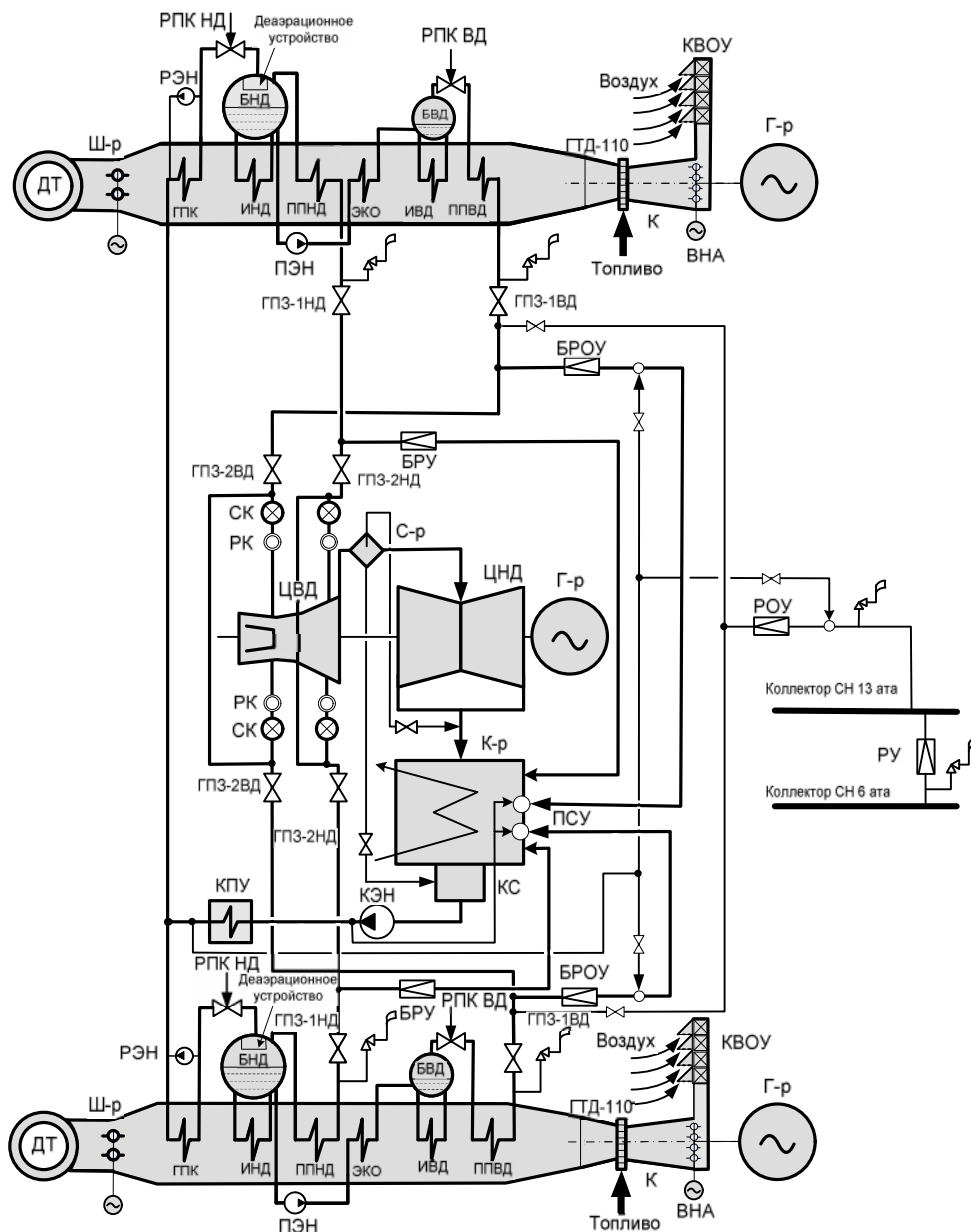


Рис. 2. Принципиальная схема ПГУ-325: ВНА – входной направляющий аппарат; ГТД – газотурбинный двигатель; КВОУ – комплексное воздухоочистительное устройство; К – компрессор; КС – конденсаторосборник; ГПЗ – главная паровая задвижка; С-р – сепаратор; Г-р – генератор. Контур высокого давления (ВД) КУ: ППВД – пароперегреватель ВД, ИВД – испаритель ВД; ПЭН – питательный электронасос. Контур низкого давления (НД) КУ: ППНД – пароперегреватель НД, ИНД – испаритель НД, ГПК – газовый подогреватель конденсата; РЭН – рециркуляционный электронасос контура НД; РПК – регулятор питания котла; ДТ – дымовая труба; КЭН – конденсатный электронасос; К-р – конденсатор; ПСУ – паросбросное устройство; КПУ – конденсатор пара уплотнений паровой турбины (ПТ); РОУ – редукционно-охлаждающая установка КУ; БРОУ – быстродействующая редукционно-охлаждающая установка контура ВД КУ; РУ – редукционная установка собственных нужд (СН); СК – стопорный клапан ПТ; РК – регулирующий клапан ПТ; ЦВД – цилиндр высокого давления ПТ; ЦНД – цилиндр низкого давления ПТ; Ш-р – шибер запорный; БРУ – быстродействующая редукционная установка; РУ – редукционная установка собственных нужд (СН)

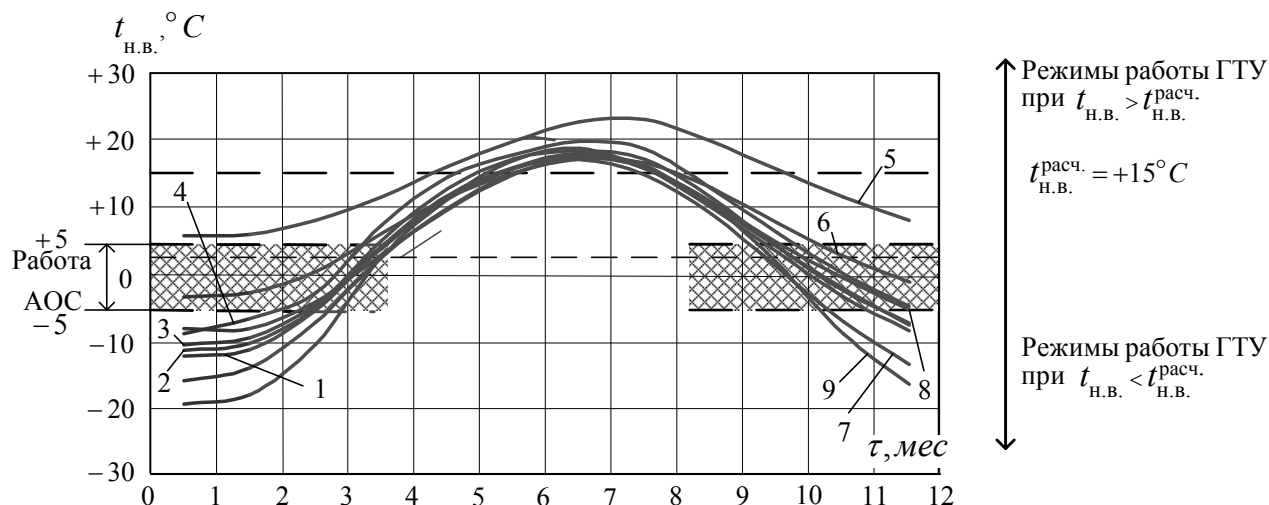


Рис.3. Среднемесячные температуры наружного воздуха в ряде регионов РФ:

1 – Иваново; 2 – Рязань; 3 – Москва; 4 – Белгород; 5 – Сочи; 6 – Калининград; 7 – Екатеринбург; 8 – Санкт-Петербург; 9 - Омск

Маневренные и динамические возможности ПГУ при расчетных условиях лучше, чем у традиционных паротурбинных ТЭС. Прежде всего, длительность пуска ПГУ значительно меньше, чем длительность пуска паротурбинного энергоблока (в 4÷10 раз). Маневренные характеристики бинарных ПГУ (ПГУ-Б) приведены в табл. 1 [3].

Таблица 1. Маневренные характеристики ПГУ-Б [3]

Условия пуска ПГУ	Длительность пуска:	Значение
после останова:	– на 6-8 ч До взятия полной нагрузки, мин	60
	– на 6-8 ч От начала пуска ГТУ до включения в сеть турбогенератора паровой турбины, мин	30
	– на 6-8 ч ГТУ в автономном режиме, мин	15
– на 24-55 ч	– на 24-55 ч До взятия полной нагрузки, мин	90
	– на 24-55 ч До взятия полной нагрузки от начала пуска ГТУ до включения в сеть турбогенератора паровой турбины, мин	45
	– на 24-55 ч ГТУ в автономном режиме, мин	20
<b>Технический минимум нагрузки, % номинальной мощности ПГУ при схемах:</b>		
1хГТУ + 1хПП		50
2хГТУ + 1хПП		25
3хГТУ + 1хПП		17
4хГТУ + 1хПП		13
Скорость изменения нагрузки в пределах регулировочного диапазона, % номинальной мощности ПГУ, мин.		10
<b>Расчетное количество циклов изменения нагрузки за срок службы</b>		<b>10000</b>

Однако имеющийся опыт эксплуатации ПГУ в России показал, что резко переменные климатические условия накладывают ограничения на маневренные и динамические возможности ПГУ при выполнении суточного графика электрических нагрузок и участие в регулировании частоты и мощности в энергосистеме.

### 1. Влияние климатических условий на режимы работы ПГУ

**Особенности работы ПГУ с котлами-утилизаторами (ПГУ-К).** Для наиболее распространенных в отечественной энергетике бинарных ПГУ-К характерным является

поддержание постоянства температуры газов на входе в котел-утилизатор (КУ) в диапазоне нагрузок  $60 \div 100\%$  от номинальной.

Для ПГУ-К регулирование частоты и мощности осуществляется ГТУ с учетом соотношения газотурбинной и паротурбинной частей мощности ПГУ и динамических характеристик ГТУ, КУ и паровой турбины (ПТ) как объектов регулирования.

Поддержание контролируемого значения температуры газов за газовой турбиной, поступающих в КУ, производится путем автоматического изменения положения входного направляющего аппарата (ВНА) ГТУ, установленного перед первой ступенью компрессора. ВНА служит для управления расходом воздуха, необходимого для поддержания заданной температуры за газовой турбиной. Нагрузка ГТУ в диапазоне  $100 \div 60\%$  от номинальной мощности и температура газов на выходе из газовой турбины регулируются путем изменения расхода воздуха через компрессор с помощью ВНА и расхода топлива регулирующим топливным клапаном (РКТ) при примерно постоянной температуре выхлопных газов газовой турбины. Этот диапазон нагрузок является наиболее экономичным и безопасным, так как в нем незначительно изменяется КПД ГТУ.

Однако, все это справедливо для температур наружного воздуха близких к расчетному значению ( $t_b = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ ), на которые ГТУ рассчитываются и проектируются.

Электрическая нагрузка на энергоблоках ПГУ-К, т.е. без дожигания топлива в котлах, находится в зависимости от температуры наружного воздуха. Поэтому, регулировочный диапазон нагрузки ПГУ-К и управление нагрузкой ПГУ утилизационного типа существенно зависят от температуры наружного воздуха. Это накладывает определенные ограничения на работу ПГУ по диспетчерскому графику.

**В холодное время года** при работе ГТУ в составе ПГУ утилизационного типа снижение температуры наружного воздуха приводит к необходимости прикрытия ВНА и, следовательно, к снижению экономичности и мощности как ГТУ, так и ПГУ в целом (рис. 4).

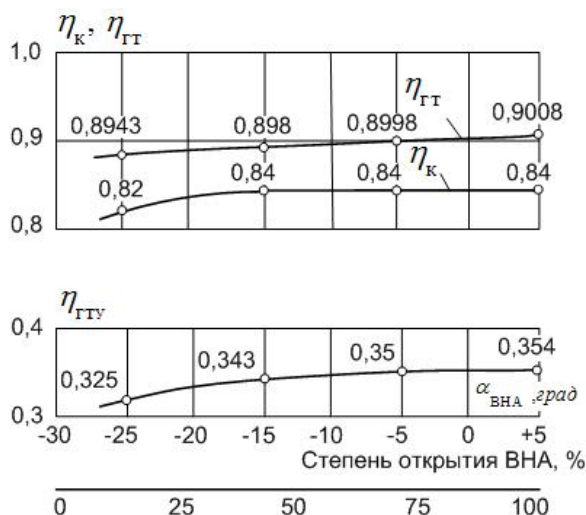


Рис. 4. Влияние степени открытия ВНА на эффективность работы турбомашин:  $\eta_k$  — КПД компрессора;  $\eta_{ГТ}$  — КПД ГТ;  $\eta_{ГТУ}$  — КПД ГТУ

**В летний период времени** максимальная располагаемая мощность ГТУ зависит от температуры наружного воздуха, накладывая ограничения на максимальную располагаемую мощность ПГУ. При температурах наружного воздуха выше расчетной и при снижении нагрузки ГТУ (ПГУ), диапазон регулирования температуры газов за газовой турбиной с помощью ВНА тем больше, чем выше температура наружного воздуха относительно расчетной. В этих условиях возможна более глубокая разгрузка энергоблока ПГУ (разгрузка до технического минимума). При нагружении ПГУ от технического минимума до максимальной нагрузки возникают ограничения. Из-за относительно высокой температуры воздуха перед компрессором и, как следствие, за ним, ВНА находится практически в

полностью открытом положении. Поэтому, подъем мощности ПГУ может осуществляться лишь повышением расхода топлива в камеру сгорания. Это, безусловно, приведет к увеличению температуры газов за газовой турбиной сверх нормируемого значения. Сохранить постоянство температуры газов за газовой турбиной в данном случае возможно исключительно путём снижения мощности ГТУ (ПГУ).

В практике эксплуатации при повышении параметров наружного воздуха имеют место случаи автоматического снижения вырабатываемой мощности ПГУ, до значения максимально возможной при данных погодных условиях (табл. 2). По этой причине специалисты, эксплуатирующие ПГУ, столкнулись с проблемой планирования диспетчерского графика нагрузки.

Таблица 2. Изменение максимальной располагаемой мощности ГТУ-110 в зависимости от температуры наружного воздуха при  $p_{нв} = 743$  мм рт. ст. в течение суток

№	Наименование величины	Размерность	Время суток, час						
			0:00	4:00	8:00	12:00	16:00	20:00	24:00
<b>1. Данные эксплуатации</b>									
1.1	Температура наружного воздуха, $t_{нв}$	°С	19,3	16,9	17,6	22,1	24,0	27,1	21,4
2.1	Влажность наружного воздуха, $\phi_{нв}$	%	60,0	69,0	69,9	43,9	38,8	35,8	55,3
3.1	Проектная располагаемая мощность ГТУ в условиях ISO, $N^{ГТУ}_{\text{макс}}$	МВт	110	110	110	110	110	110	110
4.1	Текущая максимальная располагаемая мощность ГТУ, $N^{ГТУ}_{\text{макс}}_{\text{распол}}$	МВт	106,4	108,1	107,6	104,3	102,9	100,7	104,8
55.1	Уменьшение располагаемой мощности ГТУ, $\Delta N^{ГТУ}$	МВт	3,6	1,9	2,4	5,7	7,1	9,3	5,2
<b>2. Результаты расчета при увлажнении воздуха перед компрессором до <math>\phi = 80\%</math></b>									
2.1	Температура воздуха после увлажнения до $\phi = 80\%$	°С	16,7	15,5	16,2	16,5	17,2	19,0	17,8
2.2	Максимальная располагаемая мощность ГТУ, $N^{ГТУ}_{\text{макс}}_{\text{распол}}$	МВт	108,3	109,1	108,6	108,4	107,9	106,6	107,5
2.3	Прирост мощности за счет увлажнения, $\Delta N^{ГТУ}$	МВт	1,9	1,0	1,0	4,1	5,0	6,0	2,7

Алгоритм ПТК АСУ ПГУ-325 по регулированию мощности блока с учетом параметров наружного воздуха следующий. По значению температуры воздуха на входе в компрессор, с учетом поправки на барометрическое давление наружного воздуха, автоматически рассчитывается располагаемая мощность и вводится ограничение на нагрузку ГТУ. В программно-техническом комплексе (ПТК) блока ПГУ-325 максимальная располагаемая мощность ГТ в зависимости от параметров наружного воздуха вычисляется по зависимости:

$$N^{ГТ}_{\text{расп.}} = \frac{B \cdot (121 - k \cdot t_{н.в.})}{746,5},$$

где  $k=0,733$  – коэффициент;  $B$  – барометрическое давление, мм рт. ст.,  $t_{н.в.}$  – температура наружного воздуха, °С.

Например, при  $B = 746,5$  мм рт. ст. для  $t_{н.в.} = +15$  °С располагаемая мощность ГТУ:  $N^{ГТ}_{\text{расп.}} = 110$  МВт; при  $t_{н.в.} = +35$  °С,  $N^{ГТ}_{\text{расп.}} = 95,4$  МВт. Таким образом, при увеличении

температуры наружного воздуха от расчетного значения на 20 °С располагаемая мощность ГТУ снизилась на 14,6 МВт.

Из табл. 2 видно, что без обеспечения регулирования параметров воздуха перед компрессором, ПГУ могут внести определенное снижение активной мощности в энергосистеме из-за зависимости располагаемой мощности от температуры наружного воздуха. В этой связи недовыработка мощности ляжет на паротурбинные ТЭС, располагаемая мощность которых не зависит от перемены погоды или времени года. Климатические условия на традиционной паротурбинной ТЭС при генерации заданной мощности влияют лишь на затраты топлива в большую или меньшую сторону.

Из табл. 2 также следует, что ПГУ в летний период работы слабо приспособлены к ведению суточного графика нагрузки. В те часы, когда спрос на генерацию возрастает (день; пиковая нагрузка; температура наружного воздуха повышенная) располагаемая мощность ГТУ (ПГУ) снижается, обратная картина – при возрастании располагаемой мощности (ночь), спрос на генерацию уменьшен.

## **2. К вопросу об управлении качеством воздуха на входе в компрессор ГТУ**

Анализ показывает, что для повышения надежности работы ГТУ в резко переменных климатических условиях необходимо управление качеством воздуха на входе в компрессор ГТУ с целью приближения его параметров к расчетным.

**При низких температурах наружного воздуха** возможна подача на вход компрессора чистого горячего воздуха. Другим способом подогрева воздуха может быть подмешивание на всасе компрессора уходящих газов из котла-утилизатора.

В своем большинстве ПГУ работают на природном газе, в котором практически отсутствуют соединения серы. Каждая газотурбинная установка снабжена комплексной воздухоочистительной установкой (КВОУ), в состав которой входит антиобледенительная система (АОС) [5], предназначенная для предотвращения образования на фильтрах КВОУ наледи (рис. 5). Работа ГТУ с отключенной АОС может создать не только дополнительное сопротивление на входе воздуха в фильтры КВОУ из-за заноса фильтров инеем, но и может полностью перекрыть проход воздуха образовавшейся коркой льда. Рабочим телом для работы АОС обычно является горячий воздух, как правило, отбираемый из проточной части компрессора. В результате отбора воздуха, компрессор совершает дополнительную работу, которая компенсируется дополнительной работой газовой турбины путем увеличения расхода топлива в камеру сгорания. На любой ТЭС с ГТУ есть не утилизируемые источники теплоты, которые можно использовать для низкопотенциального нагрева воздуха. К ним можно отнести уходящие из котла газы, низкопотенциальный отборный пар паровой турбины, воздух аэрации здания главного корпуса, прямую сетевую воду. Любой из перечисленных способов будет экономически оправдан в сравнении с подогревом наружного воздуха воздухом из компрессора. К тому же воздух, при выходе из АОС в атмосферу на входе в фильтры КВОУ дросселируется до давления наружного воздуха со снижением температуры при расширении. Поэтому эффективность работы АОС зависит от расхода, отбираемого из компрессора воздуха. Чем больше расход воздуха АОС, тем выше температура воздуха подаваемого на фильтры КВОУ. На рис. 5 представлен вариант схемы подогрева воздуха компрессора уходящими газами котла-утилизатора

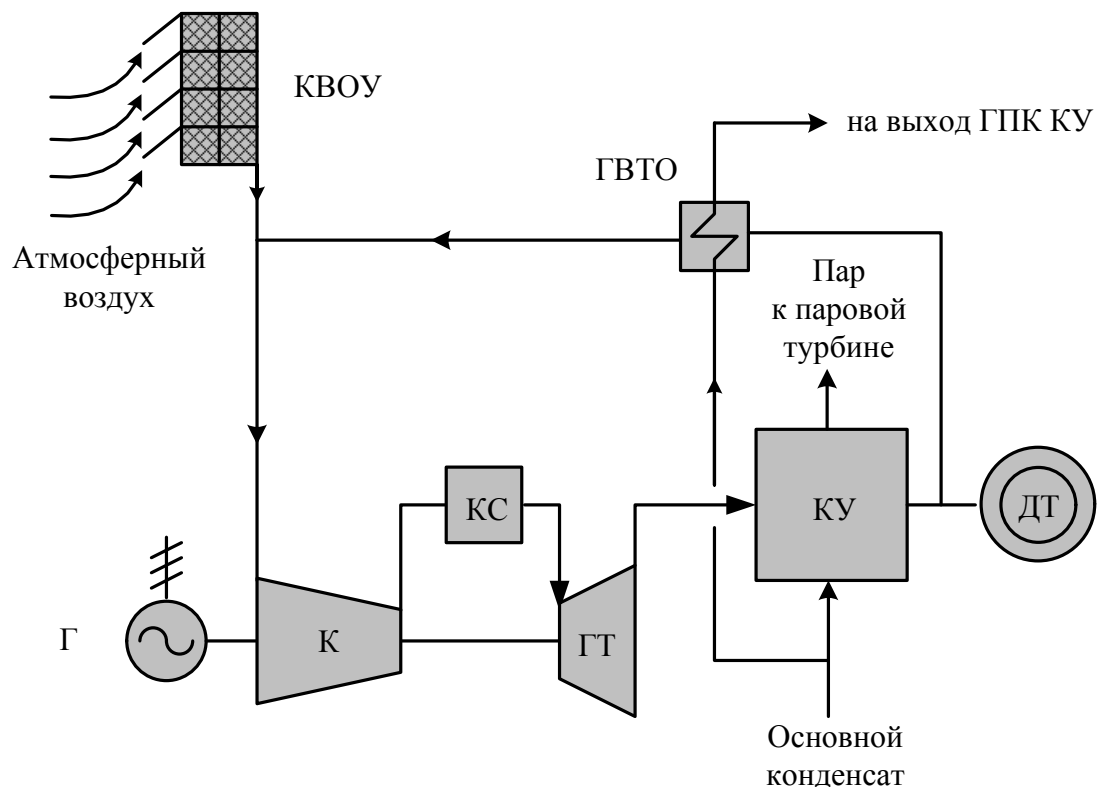


Рис. 5. Принципиальная схема подогрева воздуха компрессора уходящими газами котла-утилизатора: Г – генератор; ГВТО – газовой теплообменник; КВОУ – комплексная воздухоочистительная установка; ГПК – газовый подогреватель конденсата КУ; К – компрессор; КС – камера сгорания; ГТ – газовая турбина; ДТ – дымовая труба

**При высоких температурах наружного воздуха** возможно применение холодильной машины (чиллера) [5÷7] для охлаждения воздуха до расчетного значения температуры воздуха ( $15^{\circ}\text{C}$ ) на входе в компрессор, например абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины (АБХМ).

Принцип действия АБХМ (рис. 6) основан на способности раствора бромистого лития поглощать (абсорбировать) более холодные водяные пары. Охлаждаемая среда поступает в испаритель, где охлаждается до необходимой температуры за счет испарения в вакууме хладагента – воды. Водяные пары из испарителя поступают в абсорбер, где поглощаются водным раствором бромистого лития. Разбавленный (слабый) раствор подается в генератор, где выпаривается за счет подвода внешнего источника тепловой энергии (горячая вода, водяной пар, отработанные газы или другие виды вторичных энергоресурсов). Чем больше необходимо понизить температуру воздуха перед компрессором, тем больше необходимо затратить тепла на выпаривание воды в генераторе для получения большего количества концентрированного раствора ( $\text{LiBr}$ ). Применительно к оборудованию ПГУ-325 источником теплоты генератора АБХМ может являться как пар турбины или котла, так и горячая вода водоводяного теплообменника (ВВТО, см. рис. 8) с давлением 2 МПа и температурой  $150 \div 180^{\circ}\text{C}$ . Насыщенный раствор из генератора АБХМ возвращается в абсорбер. Образовавшийся в генераторе водяной пар конденсируется в конденсаторе АБХМ. В качестве охлаждающей среды конденсатора АБХМ целесообразно использовать основной конденсат перед подачей его в ГПК КУ, поступающий из конденсатора паровой турбины с параметрами  $\sim 2,1$  МПа и температурой  $\sim 20 \div 30^{\circ}\text{C}$ . Испаритель находится под вакуумом, вследствие чего происходит вскипание воды. Чем глубже вакуум, тем ниже температура



образования водяного пара. Пары воды поступают в абсорбер. В абсорбере концентрированный раствор бромистого лития (LiBr), являясь сильным абсорбентом воды, поглощает пар, превращаясь в разбавленный раствор, который откачивается в генератор.

КПД абсорбционных холодильных машин типа АБХМ:  $\sim 64 \div 66\%$ .

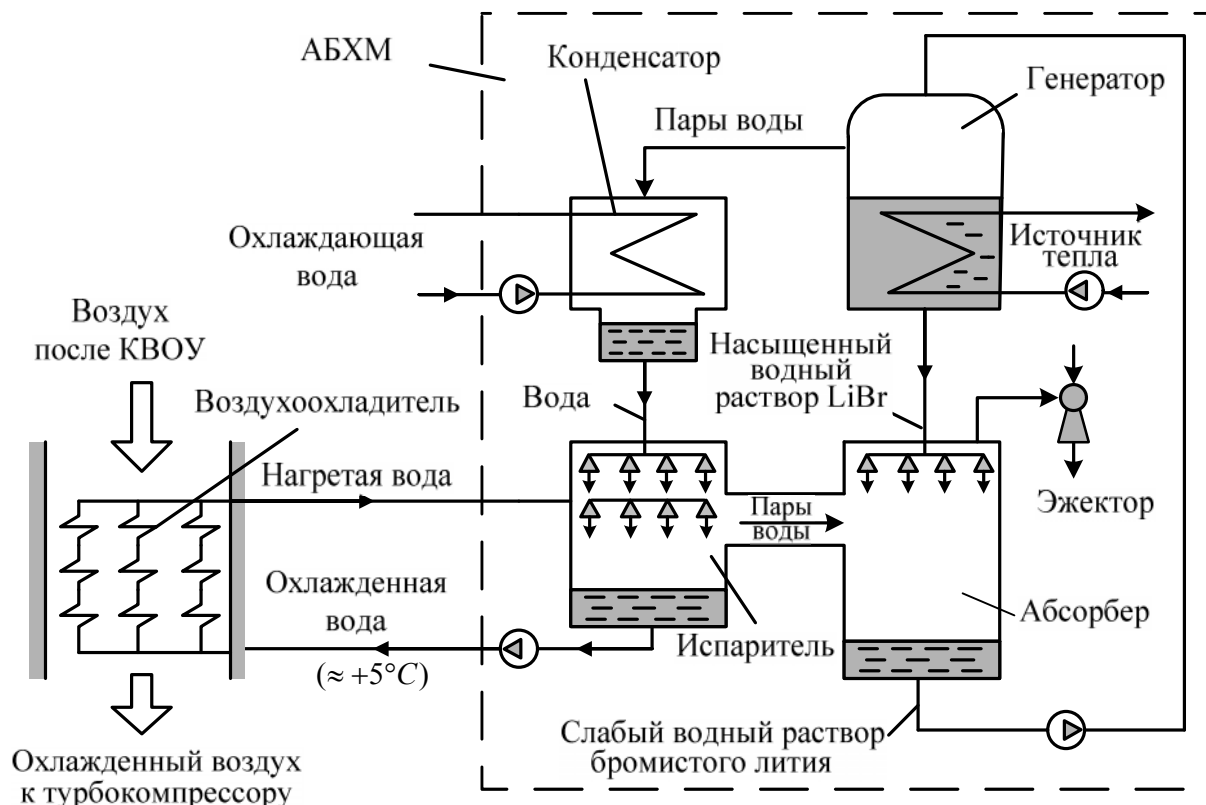


Рис. 6. Принципиальная схема включения абсорбционной бромистолитиевой холодильной установки для охлаждения воздуха, подаваемого к турбокомпрессору ГТУ

При высоких температурах наружного воздуха другим способом управления качеством воздуха на входе в компрессор ГТУ может быть впрыск обессоленной воды в компрессор [8], дающий существенный прирост мощности и КПД.

Расчеты, проведенные нами по методике [8] применительно к ПГУ-325 показывают, что увлажнение воздуха в летнее время перед компрессором от текущего эксплуатационного состояния влажности в течение суток до  $\phi = 80\%$  позволяет увеличить мощность ГТУ на  $\sim 0,9 \div 6,0 \%$  в зависимости от влажности наружного воздуха и электрической мощности ГТУ (см. табл. 2).

### 3. О потенциале энергосбережения в парогазовых технологиях

В энергетике России ПГУ мало изучены, по сравнению с традиционными паросиловыми блоками ТЭС. На традиционных паросиловых ТЭС, с богатым опытом эксплуатации, тепловые схемы из года в год совершенствуются, что подтверждается непрерывным снижением расхода условного расхода топлива на выработанный киловатт, даже не смотря на старение оборудование.

Тепловые схемы ПГУ, в которых отсутствуют ПНД и ПВД, сравнительно простые, но, тем не менее, обладают достаточно высоким потенциалом для энергосбережения. В связи с этим совершенствование тепловых схем может повысить эффективность генерации как отдельно газотурбинной части, так и паротурбинной части, то есть всей ПГУ в целом. Как правило, проектные решения ПГУ с КУ в своем большинстве типовые, поэтому совершенствование тепловой схемы по результатам накопленного опыта эксплуатации приемлемо практически для всех ПГУ данного типа.

Тепловая схема ПГУ рассчитывается и проектируется исходя из заводских данных. Следует констатировать тот факт, что каждый завод-изготовитель основного оборудования, проработав автономную работу своего изделия, не учитывая комплексные связи отдельных единиц оборудования между собой при работе в составе ПГУ: ГТУ+КУ+ПГУ. Поэтому вопросы энергоэффективности, энергосбережения, экологической безопасности, маневренности и, наконец, надежности ПГУ в целом решены на частном уровне автономной работы отдельных единиц оборудования. При рассмотрении ПГУ в целом, как конечного объекта эксплуатации, выявляется целый спектр направлений для сокращения затрат на собственные нужды, повышения эффективности использования топлива путем дополнительной выработки тепловой и электрической энергии.

**Пути совершенствования газотурбинной части ПГУ.** КПД ГТУ играет значительную роль при определении ТЭП ПГУ и конечно влияет на КПД ПГУ. С целью повышения эффективности энергосбережения, разработчики ГТУ стремятся:

- а) снизить затраты на работу компрессора, усложняя профили лопаток;
- б) применять промежуточное охлаждение воздуха;
- в) повышать эффективность сжигания топлива в камерах сгорания;
- г) увеличивать параметры газа турбины, повышая эффективность охлаждения лопаточного аппарата,
- д) использовать более сложные конструкции лопаток с периферийным бандажем.
- е) снизить отбор воздуха на охлаждение, путем последовательного охлаждения ступеней газовой турбины.

Следует отметить, что применение воздушного охлаждения проточной части газовой турбины воздухом компрессора снижает положительный эффект от повышения начальной температуры цикла Брайтона. Кроме того, отбор воздуха из проточной части компрессора может способствовать возникновению помпажа. По этим причинам целесообразно стремиться к уменьшению или отказу от отборов воздуха из проточной части компрессора.

В то же время переход к паровому или комбинированному охлаждению проточной части газовой турбины позволяет снизить работу компрессора и увеличить температуру газов за ГТ.

Для ГТУ-110 суммарный отбор воздуха компрессора до камеры сгорания достигает 13% (табл. 3), в том числе для охлаждения соплового аппарата ГТ: ~ 9,02%.

**Таблица 3. Распределение отбираемого из проточной части компрессора воздуха для охлаждения элементов проточной части и компенсацию осевого усилия ГТУ-110**

№ ступени компрессора, за которой выполнен отбор воздуха на охлаждение ГТ	5		7		10		15 (последняя ступень)		
Отбор воздуха, всего (в %-тах от расхода воздуха на всасе компрессора)	0,03		0,2		2,55		10,22		
№ охлаждаемого элемента ГТ (КОС – на компенсацию осевого усилия ГТ; 1÷4 – номер ступени ГТ; С – сопловая решетка; Р – рабочая)	КОС	3Р	4Р	2Р	3С	1С	1Р	2С	
Распределение отбора воздуха на охлаждение (в %-тах от расхода воздуха на стороне всасывания компрессора)	0,03	0,15	0,05	1,74	0,81	5,8	2,01	2,41	
Суммарный отбор воздуха из проточной части компрессора, %	2,78					–			
Всего на охлаждение лопаточного аппарата ГТ, %	–	12,7							
Суммарный отбор воздуха из компрессора до камеры сгорания, %						13,0			
Расход воздуха из компрессора в камеру сгорания, %						87,0			

Сопловой аппарат первой ступени охлаждается вторичным воздухом камеры сгорания (5,8%), 2-й и 3-й ступеней – воздухом компрессора, охлаждаемым в ВЗВТО (~3,22%). Охлаждение сопловых аппаратов 2-й и 3-й ступеней можно выполнить паровым по открытой схеме, то есть со сбросом пара в проточную часть ГТ. Для этих целей пар можно взять из коллектора собственных нужд 13 ата или из БВД КУ. Это позволит повысить мощность ГТУ и эффективность охлаждения сопловых аппаратов 2-й и 3-й ступеней.

Вариант открытой схемы комбинированного охлаждения элементов ротора – воздухом и статора – паром (рис.7), не требующий существенных изменений в конструкции газовой турбины, может стать перспективным для перехода к более экономичной схеме газотурбинной части ПГУ. Кроме того, следует отметить, что в пар легче вводить аммиак ( $\text{NH}_3$  или водный раствор аммиака  $\text{NH}_4\text{OH}$ ) для снижения окислов азота в уходящих газах ПГУ.

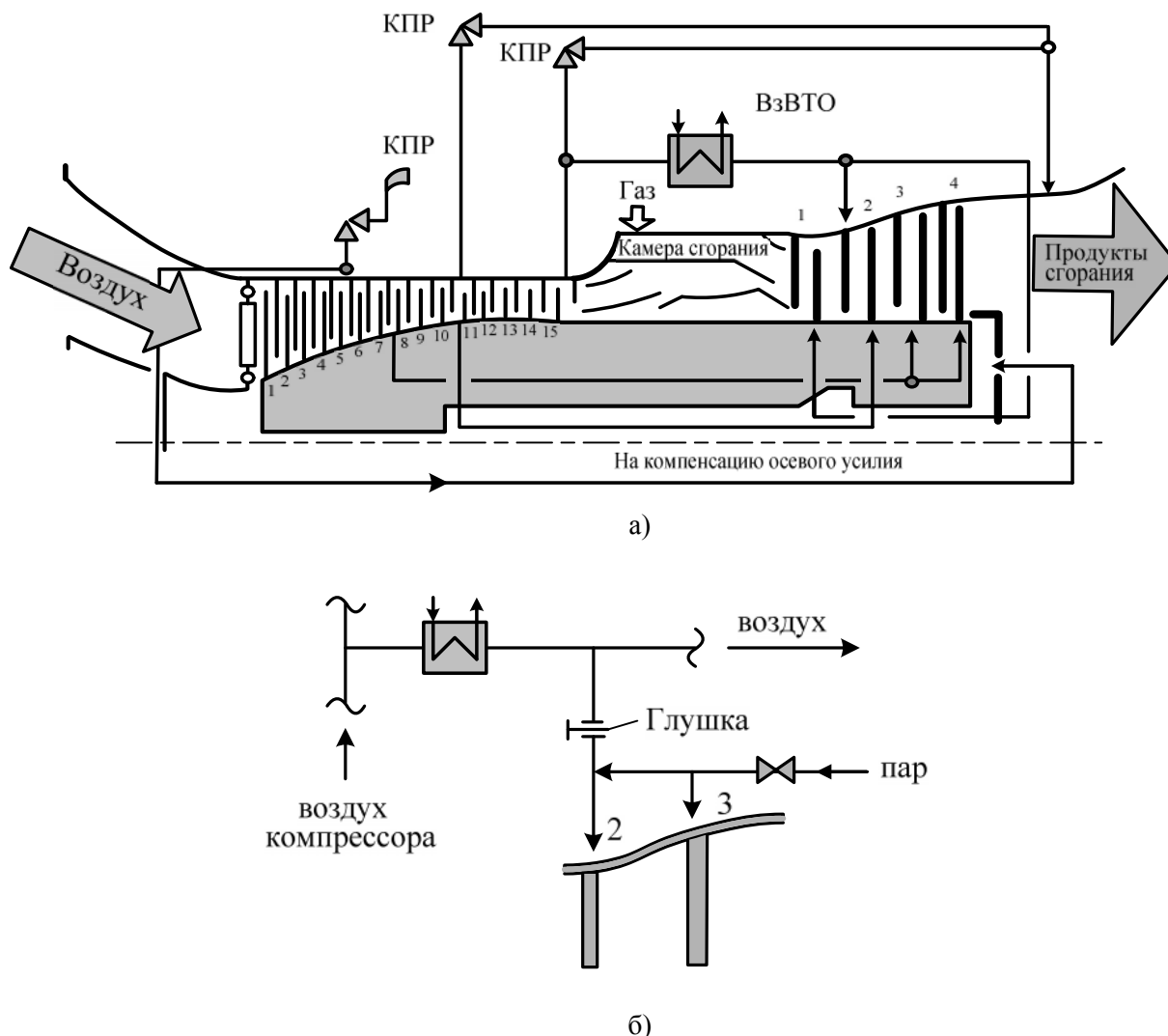


Рис. 7. Принципиальная открытая схема охлаждения элементов ГТУ-110: а) штатная схема охлаждения проточной части ГТ воздухом компрессора; б) вариант перехода к комбинированному охлаждению ГТ: ротора – воздухом и статора – паром; ВЗВТО – воздуховодяной теплообменник; КПР – противопомпажный клапан; Г – место установки глушки

**Пути совершенствования конденсатного тракта паросиловой части ПГУ.** ПГУ-К не имеют ПНД и ПВД. Единственным теплообменником, в котором подогревается конденсат после конденсатора, является конденсатор пара уплотнений (КПУ, см. рис. 2). КПУ предназначен для охлаждения и конденсации пара поступающего из уплотнений паровой турбины. После КПУ основной конденсат поступает в газовый подогреватель конденсата (ГПК) котла-утилизатора с предварительным подогревом его путем смешения с горячим

конденсатом ГПК (рециркуляция). Таким образом, вода в ГПК подается с температурой  $65^{\circ}\text{C}$  для предотвращения коррозии хвостовых поверхностей котла-утилизатора с газовой стороны. На линии рециркуляции ГПК установлен ВВТО (рис. 8), потребителем теплоты которой являются также теплообменники пункта подготовки топливного газа (ППГ) для сжигания в камере сгорания ГТУ. Регулировочный диапазон подогрева топливного газа:  $25\div 40^{\circ}\text{C}$ . В летний период времени, когда число тепловых потребителей резко сокращается, ВВТО используется только на подогрев топливного (природного) газа в ППГ. В это случае, из-за незначительного теплосъема от рециркуляционной воды ГПК водой теплосети через ВВТО ( $\sim 15\%$  от номинальной производительности ВВТО), температура конденсата перед ГПК становится выше требуемой. ГПК – последний теплообменник КУ по ходу уходящих газов, поэтому увеличение температуры конденсата перед ГПК приводит к повышению температуры уходящих из КУ газов.

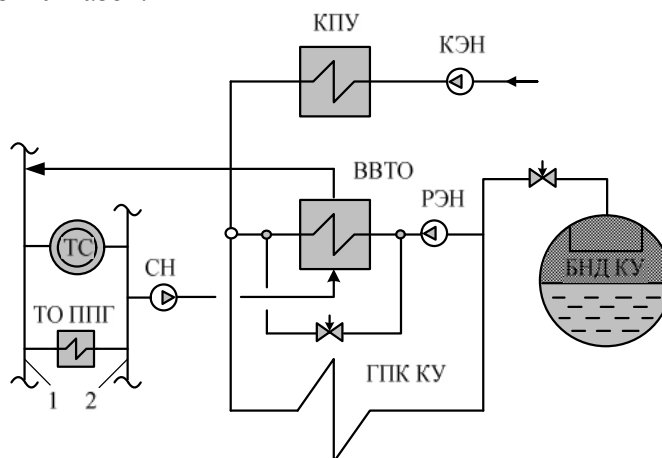


Рис. 8. Принципиальная схема расположения ВВТО в контуре низкого давления котла-утилизатора: КПУ – конденсатор пара уплотнений; КЭН – конденсатный электронасос; ТС – тепловая сеть; ТО ППГ – теплообменник пункта подготовки топливного газа; СН – сетевой насос; ВВТО – водоводяной теплообменник; РЭН – рециркуляционный электронасос; ГПК КУ – газовый подогреватель конденсата; БНД КУ – барабан низкого давления КУ; 1, 2 – коллекторы теплосети

Конденсат за ГПК имеет достаточно высокую температуру (до  $180^{\circ}\text{C}$ ), следовательно, излишнюю теплоту ГПК можно использовать для производства добавочной термически обессоленной воды. На рис. 9 представлена предлагаемая схема испарительной установки для восполнения потери химически очищенной воды (ХОВ) и обеспечения заданного температурного режима работы ГПК КУ в летний период времени.

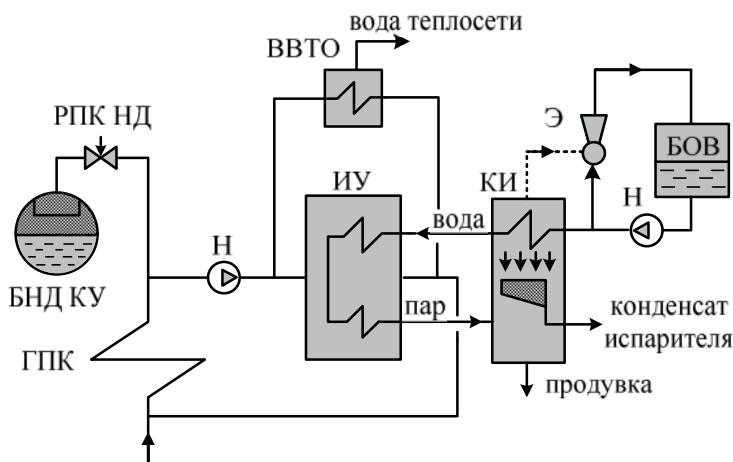


Рис. 9. Принципиальная схема работы испарительной установки в летний период времени: БНД – барабан контура низкого давления котла-утилизатора; РПК – регулятор питания котла; ГПК – газовый подогреватель конденсата; Н – насос; ВВТО – водоводяной теплообменник; ИУ – испарительная установка; КИ – конденсатор испарителя; Э – эжектор; БОВ – бак осветленной воды

Следует отметить, что от ВВТО возможен подогрев топливного газа свыше 40°C, что позволит обеспечить нормальный режим работы хвостовых поверхностей КУ по газовой стороне и одновременно снизить расход топливного газа в камеру сгорания.

### Заключение

1. В климатических условиях РФ крайне актуальны разработка и внедрение мероприятий по управлению качеством воздуха на входе в турбокомпрессор ГТУ с целью обеспечения надежности, экономичности и маневренности ПГУ в регулировочном диапазоне режимов работы .

2. Анализ и исследование совместной работы газотурбинной и паротурбинной частей бинарной ПГУ утилизационного типа в различных режимах ее работы позволяют определить направления энергосбережения с целью увеличения эффективности использования теплоты топлива.

### Библиографический список

1. **Основные** положения энергетической стратегии России на период до 2020 года. М.: Минэнерго РФ, 2001.
2. **ГОСТ 29328-92.** «Установки газотурбинные для привода турбогенераторов. Общие технические условия».
3. **СО 34.30.741-96.** Технические требования к маневренности энергетических парогазовых установок блочных тепловых электростанций: /Утв. Департаментом науки и техники РАО «ЕЭС России» 23.03.95; Разраб. АО «ВТИ», АО «Фирма ОРГРЭС»; Срок действ. установлен с 01.01.96.– М.: СПО ОРГРЭС, 1997.– 11 с.
4. **Рабенко В.С., Будаков И.В., Белоусов П.П.** Особенности работы бинарной парогазовой установки при низких температурах наружного воздуха // Труды ИГЭУ. – 2009. – С. 35 – 47.
5. **Франк Триш.** Гибридная система кондиционирования воздуха для ГТУ // Турбины и дизели. №5, 2009. С. 40 – 45.
6. **Попов А.В.** Российские абсорбционные холодильные машины и тепловые насосы нового поколения // Холодильная техника. 2006. № 6.
7. **Бычков А.В.** Абсорбционный чиллер – передовое решение по утилизации тепла // Турбины и дизели. №5, 2007. С. 58 – 59.
8. **Гущин А.В., Торжков В.Е.** Парогазовая ТЭЦ Siemens для города Гетеборг (Швеция) // Турбины и дизели. №5, 2007. С. 16 – 21.