

На правах рукописи

Абу-Рахма Тайсир Мохаммед Сулейман

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК
ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ВОЗДУШНЫХ КОНДЕНСАТОРОВ
(НА ПРИМЕРЕ ИОРДАНИИ)**

Специальность: 05.14.14. Тепловые электрические
станции, их энергетические системы и агрегаты

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Санкт-Петербург – 2007

Работа выполнена на кафедре "Промышленная теплоэнергетика" в Государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования "Санкт-Петербургский государственный политехнический университет".

Научный руководитель:

– доктор техн. наук, профессор

Боровков Валерий Михайлович

Официальные оппоненты:

– доктор техн. наук, профессор

Бухмиров Вячеслав Викторович

– кандидат техн. наук

Пермяков Кирилл Владимирович

Ведущая организация: *ОАО "Северо-Западный энергетический инжиниринговый центр", Санкт-Петербург.*

Защита диссертации состоится 6 ноября 2007 г. в 18-00 на заседании диссертационного совета Д 212.229.04 в ГОУ ВПО "Санкт-Петербургский государственный политехнический университет" по адресу:

195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, 29
в аудитории 411 ПГК

С диссертацией можно ознакомиться в фундаментальной библиотеке ГОУ ВПО "Санкт-Петербургский государственный политехнический университет".

Автореферат разослан "05" октября 2007 г.

Отзыв на автореферат, заверенный печатью учреждения, в двух экземплярах просим направить по вышеуказанному адресу на имя ученого секретаря диссертационного совета.

Факс: (812)5521630

E-mail: kg1210@mail.ru

Ученый секретарь
диссертационного совета



К.А. Григорьев

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В настоящее время условия проектирования и строительства новых энергетических установок все более усложняются из-за дефицита технической воды для восполнения потерь пара и циркулирующей охлаждающей воды. Этот дефицит обостряется на фоне ухудшения качества воды, в связи с чем все большее число заказчиков паротурбинных установок в мире отдают предпочтение использованию воздушно-конденсационных установок. Многие страны стали сильно страдать от нехватки воды в течение последних лет. В Иордании, которая является ближневосточной страной, водная доля на человека была $175 \text{ м}^3/\text{год}$ в 2003 г., международные специалисты считают, что минимальная водная доля должна быть 1000 м^3 в год.

На первый взгляд воздушно-конденсационные установки оказываются неподходящим вариантом для условий Иордании, ее климат средиземноморский. За последние 20 лет летняя среднемесячная температура росла и иногда превышала $40 \text{ }^\circ\text{C}$. Повышение температуры окружающей среды оказывает большое влияние на показатели электростанции, особенно, когда температура превышает расчетную температуру охлаждающего воздуха. Однако установка воздушного конденсатора является единственным вариантом из-за нехватки воды. Будущие иорданские электростанции должны иметь высокий коэффициент полезного действия (максимальный коэффициент полезного действия работающих электростанций – 34 % до 2006 г.), и отвечать требованиям экономики Иордании, иорданским и международным экологическим требованиям. Предполагается, что будущее энергетики Иордании за комбинированными установками с воздушным конденсатором.

Объем водных запасов Земли выражается цифрой $1,35...1,45$ млрд. км^3 , но пресной воды немного, всего 2,5 % от общего количества, причем около 60...70 % ее находится в твердом состоянии. Оставшееся незначительное количество пресной воды неуклонно уменьшается вследствие возрастающего использования ее на цели охлаждения и очистки. Один кубический метр воды промышленного производства при сбросе загрязняет несколько сот кубометров воды. Накопление и очистка водных стоков не исключают постоянной угрозы разового (залпового) загрязнения источников технического водоснабжения в аварийных ситуациях, а ликвидация последствий сопряжена со значительными материальными затратами, которые не способны восстановить равновесие в окружающей среде.

Процесс передачи теплоты от конденсирующегося пара к охлаждающему

агенту осуществляется в теплообменном аппарате – конденсаторе. Конденсаторы бывают смешивающего и поверхностного типов. Необходимо отметить, что расходы охлаждающей воды на охлаждение различного оборудования составляют десятки тысяч кубометров в час. Использование такого большого количества воды заметно обострило экологическую обстановку не только стран с ограниченными источниками водоснабжения, но и страны со значительными запасами пресной воды.

Паровые турбины широко используются на электростанциях и промышленных предприятиях. Такие турбины являются приводом не только электрических генераторов, но также всех типов насосов, вентиляторов, компрессоров, мельниц, бумажных машин и так далее. Конденсаторы соединяются с выхлопами этих турбин, чтобы конденсировать пар. Вода и воздух обычно выбраны как охлаждающая среда. Вода может быть однократно использована (водное охлаждение с открытым циклом) или неоднократно (водное охлаждение с закрытым циклом). Воздушное охлаждение использует атмосферу как холодный источник. Сегодня многие научные исследования обращают внимание на экологический аспект и отдают ему приоритет перед экономическим аспектом. Системы воздушного охлаждения имеют несколько экологических преимуществ и недостатков по сравнению с системами водного охлаждения.

Целью работы является исследование оптимальной конструкции для применения конденсаторов воздушного охлаждения (КВО) в теплоэнергетике для условий Иордании – при жарком климате и нехватки воды.

В соответствии с поставленными целями решались следующие задачи:

- анализ научных публикаций и трудов по теме диссертации (общий обзор по теме);
- анализ информации с целью определения наиболее крупных производителей соответствующего оборудования и комплектующих для производства КВО;
- исследование существующих конструкций конденсаторов воздушного охлаждения и выбор оптимальной конструкции для осуществления конденсации водяного пара;
- сравнение затрат электроэнергии на привод вспомогательного оборудования данной турбоустановки (только для конденсации отработавшего пара) в случае применения традиционного конденсатора в сочетании с градирней и в случае использования КВО;
- обобщение данных по опыту проектирования, строительства и эксплуатации КВО в России и за рубежом.

- разработка методики расчета воздушных конденсаторов.

Основные методы научных исследований. В работе использованы методы вычислительной математики, теории тепломассообмена, эмпирические формулы коэффициента теплоотдачи коэффициента аэродинамического сопротивления, термодинамического анализа энергоустановок.

Научная новизна работы заключается:

1. В проведении энергетического анализа циклов комбинированных установок.
2. В разработке методики расчета поверхности секций конденсатора воздушного охлаждения и расчета аэродинамического сопротивления.
3. В анализе различных конструкций конденсатора отвечает требованиям экономики Иордании, иорданским и международным экологическим требованиям. Предполагается, что будущее энергетики Иордании за комбинированными установками с воздушным конденсатором.
4. В разработке технических предложении по совершенствованию схем включения воздушного конденсатора.

Практическая ценность работы. Обоснованные в работе предложения по техническим решениям позволяют добиться надежной и качественной работы КВО. Результаты работы могут использоваться эксплуатационными и проектными организациями при выборе оптимальная конструкция КВО при жарком климате и нехватки воды, и одновременно решить экологических проблем.

Публикации. По теме диссертация опубликовано 8 печатных работ.

Структура и объем работы. Работа состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы. Основной текст изложен на 171 страницах, диссертация содержит 47 рисунков, 17 таблиц, список использованных источников, включающий 49 наименования.

Основное содержание работы

В первой главе проведен обзор действующих электростанций в Иордании, стратегия развития электроэнергетики и дефицит водных ресурсах. Иордания классифицирована как одна из самых бедных стран по запасам воды (см. табл. 1). В Иордании вода используется первоначально для сельского хозяйства. Сельское хозяйство потребует 77,5 % доступной воды, остальная вода идет на ЖКХ и промышленное производство. Годовой рост потребности воды в Иордании оценен в 25 Мм³/г. Этот рост обуславливается урбанизацией и промышленным производством, а также ростом расхода на ЖКХ, из-за роста населения.

Табл. 1 Население и доступная вода

Страна	Сумма годовой возобновляемой доступной воды (млн. м ³ /год)	1955 г		1990 г		2025 г	
		Население, млн.	доступная вода (м ³ на человека)	Население, млн.	доступная вода (м ³ на человека)	Население, млн.	доступная вода (м ³ на чел.)
Иордания	1331	1,447	906	4,009	327	10,299	130
Израиль	2418	1,748	1229	4,66	461	7,318	294
Египет	58874	22,99	2561	52,426	1123	86,483	681
Кипр	900	0,053	1698	0,702	1282	0,839	1073
Турция	23023	23,859	8509	55,991	3626	84,537	2401
США	2 487 002	165,932	14934	249,98	9913	301,72	8231
Канада	2900987	15,763	184354	26,63	108900	32,83	88364

Кроме того, выполнен обзор литературы по тепловым схемам парогазовых установок использования и влияние окружающей среды на работу ПГУ через характеристики ГТУ.

Во второй главе рассмотрены принцип работы конденсационной установки и ее основных элементов, и системы охлаждения в электростанциях.

Выбор системы охлаждения зависят от места расположения электростанции, наличия водного источника и температуры наружного воздуха. Некоторые электростанции имеют систему охлаждающей воды прямоточного цикла, где вода отбирается из водного источника, например, реки, и океана, прокачивается через конденсор и сбрасывается обратно в водной источник. Для электростанций, которые расположены далеко от крупнейших водных источников, предпочитают использовать оборотный цикл система охлаждения с градирней. Электростанции в сухих областях используют воздушное охлаждение, которое не требуют воды для охлаждения. Гибридные системы охлаждения используются при особенных обстоятельствах. В зависимости от вида охлаждающей среды конденсаторы подразделяются на:

1. конденсатор с водяным охлаждением;
2. конденсатор с воздушным охлаждением;
3. конденсатор с гибридным охлаждением.

Гибридные системы используют комбинацию влажных и сухих технологий охлаждения. Две первичных задачи гибридных систем являются – уменьшением потерь воды в течение самых жарких периодов года и уменьшением воздействия влажнопарового потока. Гибридные системы могут ограничить ежегодное использование воды от 2 до 80 % требуемой воды для систем водяного охлаждения. По сравнению с системой воздушного охлаждения, они могут достигнуть существенной эффективности в течение пиковых периодов жар-

кой погоды. Если добавочная вода доступна, то повышения эффективности и мощности электростанция могут быть достигнуты.

Гибридные системы имеют несколько видов. Один из них система параллельного охлаждения (СПО) (см. рис.1,а) и система гибридной градирни (см. рис.1,б). Внедрение систем гибридного охлаждения позволяет сохранять воду, избегать высокой стоимости системы воздушного охлаждения и гарантировать сравнительно глубокий вакуум.

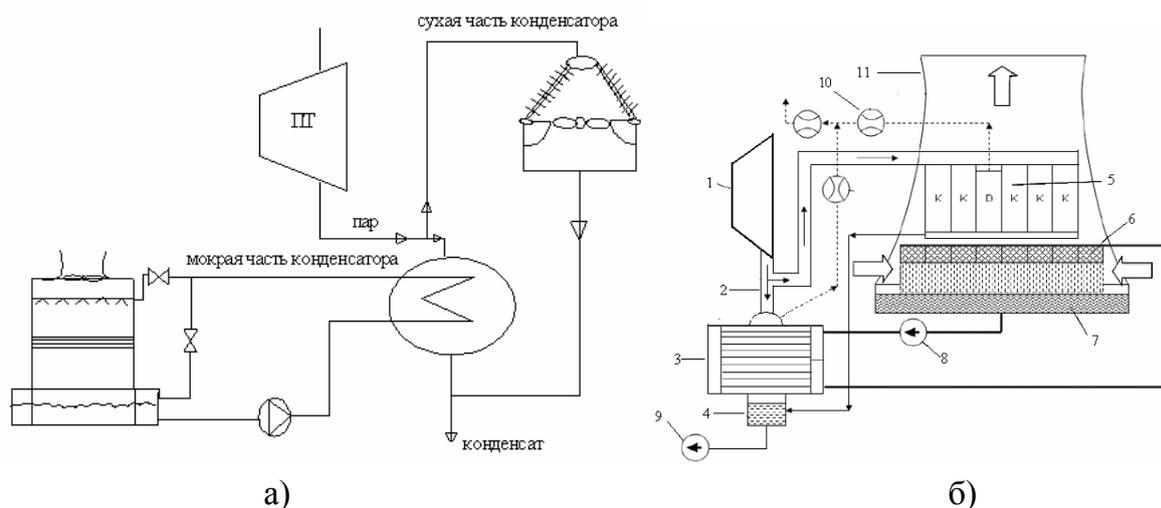


Рис. 1: а) – Схема параллельного охлаждения (СПО);
 б) – Схема гибридной градирни (проект компании GEA)

Для размещения теплопередающей поверхности КВО комплектуется из секций, которые в свою очередь обычно формируются в шатровую конструкцию (см. рис. 2). Каждая секция набирается из специальных отдельных панелей, часть из которых являются основными рабочими панелями первой ступени конденсации, другая часть – панелями второй ступени конденсации (дефлегматорами). Панели второй ступени конденсации по конструктивному решению аналогичны основным рабочим панелям, но несколько короче их, и на одной из трубных досок предусмотрена установка съемной герметичной камеры, предназначенной для сбора и удаления неконденсирующихся газов (воздуха). Пар попадает в панели первой ступени (рассчитанные на конденсацию примерно 85 % поступающего в секцию пара), а оставшийся неконденсировавшийся пар пропускается через сливной коллектор секции в противоточные панели второй ступени – дефлегматоры. Здесь пар, поступая в трубы снизу, навстречу стекающему в сливной короб конденсату, подогревает последний, исключая возможность его замерзания. Подогрев конденсата из панелей первой ступени осуществляется неконденсированным паром, идущим через

сливной короб секции вместе с конденсатом из этих панелей. Панели в секции собираются путем их установки на металлический каркас шатровой конструкции КВО. При этом обычно панели-дефлегматоры размещаются в средней части каждой секции, а основные рабочие панели – с каждой стороны от панелей-дефлегматоров. Процесс конденсации пара из панелей второй ступени наиболее эффективен, если образующийся конденсат стекает по части внутренней поверхности трубы, что снижает влияние экранирующего слоя конденсата. Это достигается путем наклона труб относительно вертикальной оси. Наилучшим образом это реализуется в аппаратах с шатровым расположением теплообменных секций. Угол между секциями шатра для достижения максимального теплосъема принимается в пределах $45^\circ \dots 65^\circ$.

Кроме того, выполнен обзор литературы о элементах КВО и производителях аппаратов воздушного охлаждения

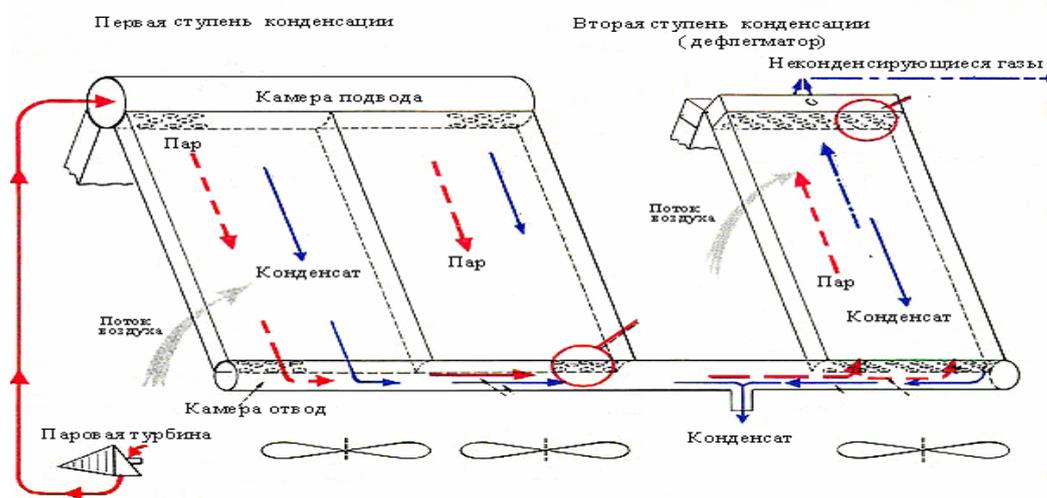


Рис. 2 Схема процесса конденсации пара в шатровом КВО

Третья глава посвящена разработке методики расчета конденсатора с воздушным охлаждением.

Уравнение теплового баланса записывается в виде:

$$Q_k = G_{\Pi} (h_{n1} - h_{n2}) \eta = G_a C_a (T_{a2} - T_{a1}), \quad (1)$$

где Q_k – тепловой поток (количество теплоты), передаваемый поверхностью теплообмена конденсаторных секций воздуху; G_n , G_a – массовый расход пара и воздуха в конденсаторные секции; h_{n1} , h_{n2} – энтальпия пара на входе в КВО и конденсата пара на выходе из него; $\eta = 0,985$ – коэффициент тепловых потерь; C_a – удельная теплоемкость воздуха; T_{a1} , T_{a2} – температуры охлаждающего воздуха на входе и выходе из КВО.

Вследствие малой интенсивности теплопередачи при охлаждении поверхностей воздухом при атмосферном давлении для повышения тепловой эффективности КВО применяются только оребренные трубы. Оребренные трубы – основной конструктивный элемент КВО, определяющий эффективность его работы, металлоемкость и стоимость. Коэффициент оребрения трубы определяется по формуле:

$$\varphi = F/F_o, \quad (2)$$

где F – полная площадь поверхности оребрения и F_o – площадь наружной поверхности оребренной трубы.

При вынужденной величина теплоотдачи зависит от числа Рейнольдса (Re) и числа Прандтля (Pr). Коэффициент теплоотдачи определяется по эмпирической формуле:

$$\alpha = Nu \frac{\lambda_{жс}}{L_{ХС}} = c_1 Re^{c_2} Pr^{c_3} \left(\frac{\lambda_{жс}}{L_{ХС}} \right) \quad (3)$$

где Nu – число Нуссельта; (Pr) число Прандтля; Re – число Рейнольдса; λ – коэффициент теплопроводности жидкости; c_1 , c_2 и c_3 – определяют опытным путем. Число Рейнольдса определяется по формуле:

$$Re = \frac{w_a L_{ХС}}{\nu},$$

где ν – коэффициент кинематической вязкости жидкости; w – скорость жидкости.

При опускном движении пара и пленки конденсата средний по длине трубы коэффициент теплоотдачи при полной и частичной конденсации внутри труб насыщенного и перегретого пара как при ламинарном, так и при турбулентном режимах течения пара и пленки конденсата определяется по формуле:

$$\alpha_{cp} = \frac{0,925\lambda'}{Re_{нл}^{1/3} L} \left(\sin \theta + 0,345 \frac{L}{d_1} \cos \theta \right)^{1/3} \left[1 + \frac{(c \times A \times B)^3}{\sin \theta + 0,345 \frac{L}{d_1} \cos \theta} \right]^{1/3}, \quad (4)$$

где $Re_{нл}$ – число Рейнольдса в выходном сечении трубы $Re_{нл} = \frac{q(1-\beta)L}{r\mu'}$; Ga – число

Галилея, $Ga = \frac{gd_1^3}{\nu'^2}$; $c = 0,075$; $B = 1$ – для труб из цветных металлов и $B = 0,72$ труб для из нержавеющей стали; A – безразмерный параметр,

$A = 4Re_{нл} Ga^{-1/3} \left(\frac{\rho'}{\rho''} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu''}{\mu'} \right)^{0,1} (Pr')^{0,5} \left(\frac{1+x_{ВЫХ}}{1-x_{ВЫХ}} \right)^{0,8}$; $q = q_n + q_r$ – плотность теплового по-

тока на стенке трубы, Вт/м; $q_r = G(1 - x_{\text{вых}}) / \pi d_1 L$ – плотность теплового потока за счет теплоты фазового перехода, Вт/м; $q_n = G \Delta h_{n,n} / \pi d_1 L$ – плотность теплового потока за счет перегрева пара, Вт/м; $\beta = q_n / q$ – относительная величина плотности теплового потока за счет перегрева пара; $\Delta h_{n,n} = h_{n,n} - h_s$ – энтальпия перегрева пара на входе в трубу, Дж/кг; $h_{n,n}$ – энтальпия перегретого пара на входе в трубу, Дж/кг; h_s – энтальпия насыщенного пара на входе в трубу, Дж/кг; $x_{\text{вых}}$ – массовое расходное паросодержание в выходном сечении трубы; G – массовый расход пара на входе в трубу, кг/с. Теплофизические свойства определяются при температуре насыщения пара на входе в трубу.

Коэффициент теплоотдачи конвекции от оребрения к воздуху для пучков труб с накатными, навитыми завальцованными, КЛМ-ребрами, L-ребрами, и также шайбовыми и спирально-ленточными, с погрешностью $\pm 15\%$, конвективный коэффициент теплоотдачи определяется по формуле:

$$\alpha_k = 0,132 \frac{\lambda}{s} c_z c_\Psi \beta^{(0,53-0,019\varphi)} \left(\frac{d_o}{s} \right)^{-0,54} \left(\frac{h}{s} \right)^{-0,14} Re^{0,73}, \quad (5)$$

$$Re = \frac{w_a s}{\nu}, \quad (6)$$

где β коэффициент формы пучка, $\beta = \frac{S_1 - d_o}{S'_2 - d_o}$; C_z – поправочный коэффициент на влияние поперечных рядов труб; C_Ψ – поправочный коэффициент на влияние угла атаки воздухом пучка труб; h – высота ребра; s – шаг ребра; S_1 – поперечный шаг труб в пучке; S_2 – продольный шаг труб в пучке; S'_2 – диагональный шаг труб.

Средний конвективный коэффициент теплоотдачи от оребрения к воздуху, отнесенный к полной поверхности оребрения, определяется по формуле:

$$\alpha = \left(\frac{F_p}{F} E \mu \Psi + \frac{F_{TP}}{F} \right) \alpha_k, \quad (7)$$

где E – коэффициент эффективности ребра; μ – коэффициент профиля поперечного сечения ребра.

Для круглых шайбовых и спиральных ребер постоянной толщины коэффициент E находится в зависимости от параметров $mh = h \sqrt{2\alpha_k / \lambda_p \Delta}$ и d/d_o по рис. 3.6, а. Для этих же ребер коэффициент $\mu = 1$. Для круглых ребер трапециевидального поперечного сечения значения E определяются также по рис. 4, а, а коэффициент μ , учитывающий влияние уширения ребра к основанию, нахо-

дится по рис. 3.6,б в зависимости от параметров mh и $\sqrt{\Delta_2/\Delta_1}$. В параметре mh величина λ_p – коэффициент теплопроводности материала ребра.

Коэффициент неравномерности теплоотдачи по поверхности круглого ребра при $mh = 0,1 \dots 3,7$ вычисляется по формуле:

$$\Psi = 1 - 0,058mh \quad (8)$$

Коэффициент теплопередачи биметаллической трубы, отнесенный к полной площади F поверхности оребрения (рис. 5).

$$k = \left[\frac{1}{\alpha_1} \frac{\varphi d_o}{d_1} + \frac{\varphi d_o}{2\lambda_{CT}} \ln\left(\frac{d_H}{d_1}\right) + R_k \frac{\varphi d_o}{d_K} + \frac{\varphi d_o}{2\lambda_a} \ln\left(\frac{d_o}{d_H}\right) + \frac{1}{\alpha} \right]^{-1} \quad (9)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи с внутренней стороны трубы; а α – приведенный коэффициент теплоотдачи от оребрения к воздуху, отнесенный к полной поверхности оребрения; λ_{CT} – коэффициент теплопроводности материала стенки несущей трубы; λ_a – коэффициент теплопроводности алюминия или сплавов, из которых выполнена ребристая оболочка; R_k – термическое контактное сопротивление; φ – коэффициент оребрения трубы; d_H – наружный диаметр несущей трубы; d_K – диаметр контактирования поверхности несущей трубы и ребристой оболочки. Обычно $d_K = d_H$. Толщины стенок δ_{CT} несущей трубы ребристой обточки δ_a , малы по сравнению с их диаметрами.

Для приварных ребер, навитых или насадных с последующей папкой или горячим цинкованием поверхности оребрения, механический контакт считается совершенным. Трубу можно рассматривать как монометаллическую (рис. 4,б), и коэффициент теплопередачи, отнесенный к полной площади поверхности оребрения, можно подсчитывать по формулам:

$$k = \left[\frac{1}{\alpha_1} \frac{\varphi d_o}{d_1} + \frac{\varphi d_o}{2\lambda_{CT}} \ln\left(\frac{d_o}{d_1}\right) + \frac{1}{\alpha} \right]^{-1}, \quad (10)$$

$$k = \left[\frac{1}{\alpha_1} \frac{F}{F_1} + \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT}} \left(\frac{F}{F_1}\right) + \frac{1}{\alpha} \right]^{-1} \quad (11)$$

Для перекрестно-точной схемы движения средний температурный напор при противотоке определяется по формуле:

$$\Delta T_{cp} = \Delta T_{л} \varepsilon_{\Delta T} = \frac{(T_{n2} - T_{a1}) - (T_{n1} - T_{a2})}{\ln\left(\frac{T_{n2} - T_{a1}}{T_{n1} - T_{a2}}\right)} \varepsilon_{\Delta T} \quad (12)$$

где $\varepsilon_{\Delta T}$ – поправочный коэффициент, учитывающий влияние отклонения схемы движения теплоносителей от противотока, зависящий от безразмерных температурных параметров $P = \frac{T_{a2} - T_{a1}}{T_{n2} - T_{a1}}$ и $R = \frac{T_{n1} - T_{n2}}{T_{a2} - T_{a1}}$.

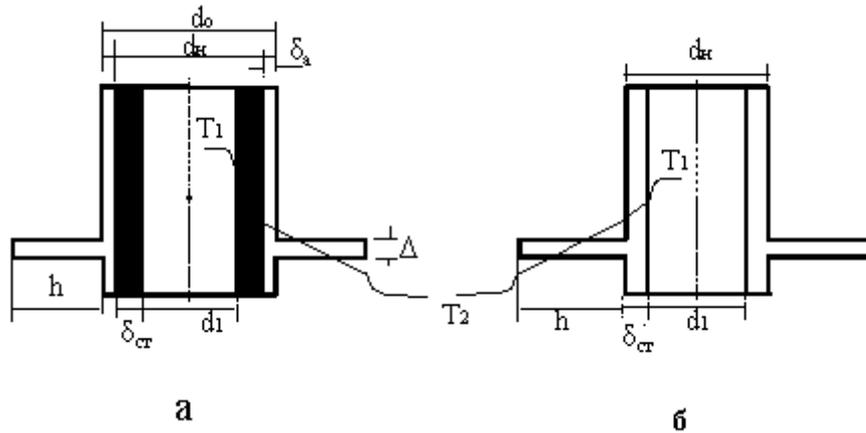


Рис. 3 Схема изменения температур по сечению биметаллической (а) монометаллической (б) оребренных труб

Аэродинамическое сопротивление КВО представляет потери давления охлаждающего воздуха по тракту, равные

$$\Delta p_a = \Delta p_2 + \Delta p_{y2} + \Delta p'_2 \quad (13)$$

где Δp_2 – потери давления изотермического потока воздуха на секции; Δp_{y2} – потери давления от ускорения потока воздуха вследствие его нагревания; $\Delta p'_2$ – потери давления воздуха при выходе из вентилятора в диффузор.

$$\Delta p_2 = \zeta \frac{\rho w_a^2}{2} = \zeta_o z \frac{\rho w_a^2}{2} = Eu \times \rho \times w_a^2 \quad (14)$$

где ζ – коэффициент сопротивления пучка; ζ_o – коэффициент сопротивления, отнесенный к одному поперечному ряду труб; ρ – плотность охлаждающего воздуха при его средней температуре в пучке, кг/м³; w_a – скорость воздуха в проходном сечении, по которому вычисляли значения ζ или Eu в соответствующих расчетных уравнениях, м/с. Численные значения ζ или Eu вычисляются по критериальным зависимостям вида $\zeta = f(Re)$ или $Eu = f(Re)$ для компоновочных параметров пучка и геометрических размеров оребренных труб проектируемого КВО.

В результате нагревания охлаждающего воздуха появляется дополнительное сопротивление от ускорения потока Δp_{y2} , вызываемое изменением плотности и скорости воздуха. Потери давления вследствие ускорения воздуха, Па

$$\Delta p_{y2} = \frac{2(T_{a2} - T_{a1})}{273,15 + T_a} \frac{\rho w_a^2}{2} \quad (15)$$

КВО по межтрубному пространству сообщается с атмосферой, вследствие чего необходимо учитывать сопротивление самотяги $\Delta p'_2$ из-за разности плотно-

стей воздуха в теплообменных секциях и окружающей среде. Потери давления от самотяги, Па,

$$\Delta p'_2 = (\rho - \rho_o)g\Delta hi \quad (16)$$

где ρ_o – плотность окружающей атмосферы, кг/м³; g – гравитационное ускорение, м/с²; Δhi – разница уровней входа и выхода воздуха в КВО, м.

Вентилятор служит для прокачивания воздуха через межтрубное пространство теплообменных секций. Для отвода теплоты от пара требуется невысокая плотность и значительное количество воздуха при небольшом статическом напоре. Этим требованиям отвечают осевые вентиляторы, что и предопределило их применение в КВО.

Четвертая глава содержит пример расчета величины поверхности секций конденсатора воздушного охлаждения при конденсационном режиме работы паровой турбины. Расчет основных элементов соответствующего конденсатора воздушного охлаждения проведен для иорданской парогазовой установки с котлом-утилизатором «Рыхаб». Она генерирует около 17 % иорданской электроэнергии (в 2005 г.). Она работает на природном газе. Для конденсации пара используется воздушный конденсатор – шатровый нагнетательный тип и двухрядные шахматные компоновке, при расчетной температуре 36 °С. Производителем воздушных конденсаторов является компания GEA.

Число конденсаторных секций 104 (длина труб 9,1 м), и число дефлегматорных секций 24 и (длина труб 8,4 м). Каждой состоит из 111 оребренных труб. На 8 секции устанавливается один вентилятор, его диаметр 9,144 м. Вентилятор состоит из 8 лопастей и работает со скоростью 120 оборотов в минуту. Материал труб и ребер гальванизированная углеродистая сталь и поперечное сечение ребер прямоугольник. КПД электростанции Рыхаб 48 %.

Табл. 2: Состав Рыхаба электростанции

блок		мощность МВт	Производитель турбины	Год установ- ления	Температура °С	
					На входе	На выходе
ГТУ	ГТ	30X2	EGT/ALSTHOM	1994-1996		
ПГУ	ГТ	100	EGT/ALSTHOM	1995	1200	565
	ГТ	100	GE	2002	1200	565
	ПТ	100	DOOSAN	2006	515	67

Исходные данные для расчета конденсаторных секций конденсатора. Расчет производим для конденсационного режима работы паровой турбины: рабочее давление – $P_{раб} = 0,3027$ кПа; энтальпия пара на входе в конденсатор – $h_{п2} =$

2320 кДж/кг; энтальпия конденсата на выходе из конденсатора – $h_{п1} = 290,1$ кДж/кг; расход пара - $G_{1к} = 378040$ кг/ч; число ходов пара по трубам - $Z_x = 1$; охлаждающая среда – воздух.

Разработки вариантов конструкции воздушного конденсатора для иорданской парогазовой установки с котлом-утилизатором «Рыхаб» (100 МВт паротурбинная установка):

- 1- допустим установлены двухрядные шахматные компоновке пучков труб со эллиптическим оребрением, их геометрические характеристики которые: $a=55$ мм, $b=18$ мм; высота ребра $h=13$ мм; толщина ребра $\Delta=0,5$ мм, шаг ребра $s= 2,5$ мм; толщина стенки трубы $\delta_{СТ} = 2$ мм;

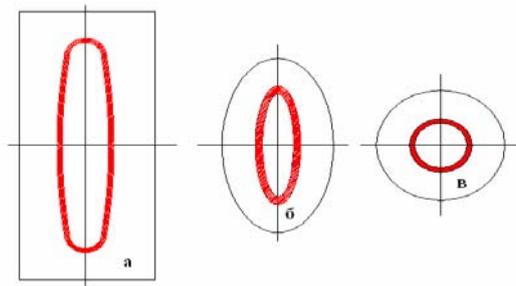


Рис. 4: а – эллиптические трубы с прямоугольником оребрением (установленная); б – эллиптические трубы с эллиптическим оребрением (первый вариант); с – круглые трубы со круглом оребрением (второй вариант)

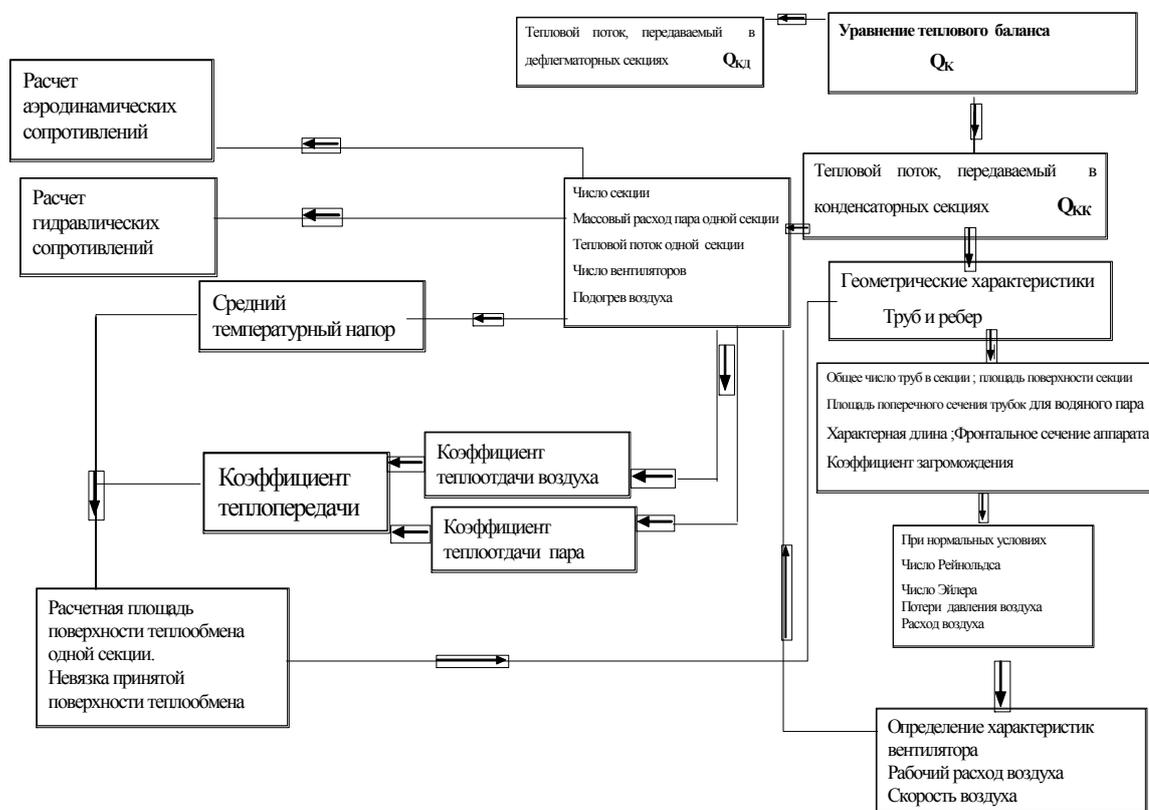


Рис. 5 Схема методики расчета конденсатора с воздушным охлаждением

2- допустим установлены двухрядные шахматные компоновке пучков круглого поперечного сечения наружной трубы со круглом оребрением. Труба изготовлена из стали 10: наружный диаметр трубы $d_H = 25$ мм; толщина стенки трубы $\delta_{ст} = 2$ мм; внутренний диаметр трубы $d_1 = 21$ мм. Ребра стали 10: $h = 13$ мм; $\Delta = 0,5$ мм; $s = 2,5$ мм.

Результаты проведенных расчетов сведены в таблицу 3.

Таблица 3 - Технические расчетные характеристики конденсатора воздушного охлаждения для иорданской парогазовой установки с котлом-утилизатором «Рыхаб»

Наименование	Эллиптическая труба с эллиптическим оребрением	Круглая труба с круглым оребрением
Полная площадь поверхности оребрения 1м	1,75555 м ²	1,3363 м ²
Коэффициент оребрения трубы	14,27	17,62
Ширина в свету теплообменной секции	2,44 м	2,44 м
Общее число труб в секции	103 шт	87 шт
Площадь поперечного сечения трубок одного хода для водяного пара в секции	0,063098 м ²	0,03013 м ²
конденсаторные секции		
Установленная площадь поверхности теплообмена одной конденсаторной секции	1265,72 м ²	813,8 м ²
Длина трубы	7 м	7 м
Фронтальное сечение аппарата	67,8 м ²	67,83 м ²
Рабочий расход воздуха	610,55×10 ³ м ³ /ч	610,55×10 ³ м ³ /ч
Скорость воздуха в сжатом поперечном сечении пучка	5,79 м/с	5,5 м/с
Число конденсаторных секции	216	448
число вентиляторов конденсаторных секции	54	112
Подогрев воздуха в одной конденсаторной секции	17,5 °С	8,44 °С
Коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха	37,7 Вт/м ² К	32,06 Вт/м ² К
Коэффициент теплоотдачи со стороны пара	19,1 кВт/м ² К	23 кВт/м ² К
Коэффициент теплопередачи оребренной трубы	36,02 Вт/м ² К	30,5 Вт/м ² К
Средний температурный напор	21,1 °С	26,5 °С
Расчетная площадь поверхности теплообмена одной конденсаторной секции	1124 м ²	509,7 м ²
Невязка принятой поверхности теплообмена с расчетной	11,25 %	37 %
Аэродинамическое сопротивление конденсаторных секций	57,64 Па	61,17 Па
Мощность, потребляемая электродвигателем вентилятора	18,6 кВт	19,78 кВт
Мощности привода вентилятора	21,4 кВт	22,75 кВт

Наименование	Эллиптическая труба с эллиптическим оребрением	Круглая труба с круглым оребрением
дефлегматорные секции		
Длина трубы	6,5 м	6,5 м
Установленная площадь поверхности теплообмена одной секции	1175,3 м ²	755,67 м ²
Фронтальное сечение аппарата	62,95 м ²	62,95 м ²
Рабочий расход воздуха	610,55 × 10 ³ м ³ /ч	610,55 × 10 ³ м ³ /ч
Скорость воздуха в сжатом поперечном сечении пучка	5,35 м/с	5,9 м/с
Число конденсаторных секции	48	64
число вентиляторов конденсаторных секции	12	16
Подогрев воздуха в одной конденсаторной секции	13,92 °С	10,47 °С
Коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха	36,31 Вт/м ² К	38,43 Вт/м ² К
Коэффициент теплоотдачи со стороны пара	4,96 кВт/м ² К	21 кВт/м ² К
Коэффициент теплопередачи оребренной трубы	32,19 Вт/м ² К	36,02 Вт/м ² К
Средний температурный напор	23,35 °С	25,4 °С
Расчетная площадь поверхности теплообмена одной конденсаторной секции	903,03 м ²	556,34 м ²
Невязка принятой поверхности теплообмена с расчетной	23,1%	26%
Аэродинамическое сопротивление конденсаторных секций	51,52 Па	45,6 Па
Мощность, потребляемая электродвигателем вентилятора	16,65 кВт	14,7 кВт
Мощности привода вентилятора	19,14 кВт	17 кВт

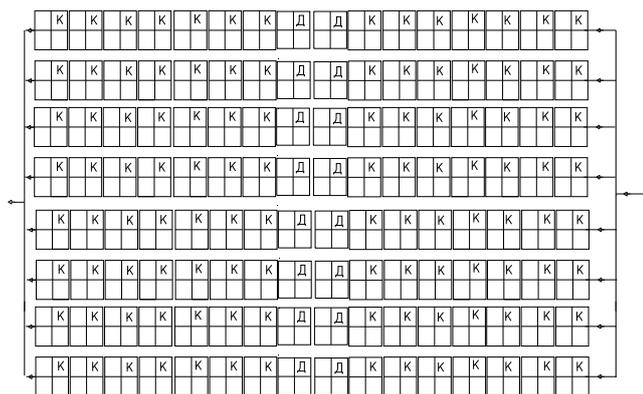
Проведенные расчеты КВО показывают:

1) Величина конвективного коэффициента теплоотдачи со стороны воздуха играет большую роль в определении величины коэффициента теплопередачи оребренной трубы коэффициент теплопередачи оребренной трубы и находится в пределах величин 30...50 Вт/(м²·К).

2) Начальная температура воздуха не имеет большого влияния на величину коэффициента теплоотдачи воздуха, но она имеет большое влияние на средний температурный напор. Уменьшение расчетной начальной температуры воздуха увеличивает средний температурный напор, следовательно, уменьшает расчетной площади поверхности КВО.



а



б

Рис.6 Схема конденсаторных и дефлегматорных секций для эллиптических труб (а) и для круглых труб (б)

3) Снижение влияния экранирующего слоя конденсата и получение наиболее эффективный процесс достигнут путем наклона труб относительно вертикальной оси. Наилучшим образом это реализовано в аппаратах с шатровым расположением теплообменных секций. Увеличение ориентированного угла секций уменьшает конвективный коэффициент теплоотдачи пара и увеличивает проектирующую поверхность.

4) Относительная расчетная площадь поверхности конденсата круглых труб с круглом оребрением к установленной площади поверхности конденсата Рыхаба электростанции равно 0,95, а к эллиптическим трубам равно 1,25. Это получается, потому что используются разные эмпирические формул, и каждая формула имеет свою погрешность, но видно, что эллиптические трубы имеют преимущество на круглые трубы.

5) Расчеты металлоемкости показывают, что металлоемкость варианта круглых труб большие, чем металлоемкость варианта эллиптических труб в 1,5 раза. Расчет величины поверхности секций конденсатора показывает, что вариант круглых труб занимает большие поверхности земли, чем вариант эллиптических труб почти в два раза.

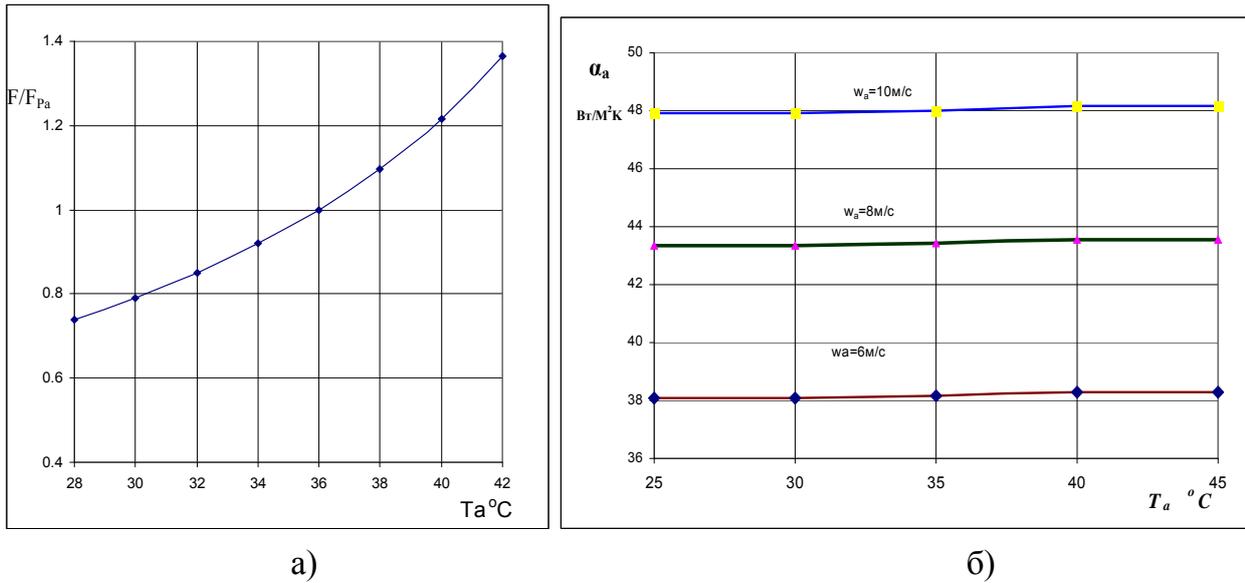


Рис. 7: а) – Влияние расчетной температуры воздуха на расчетную площадь поверхности секций КВО (эллиптические трубы); б) – Влияние средней температуры воздуха на конвективный коэффициент теплоотдачи воздуха в секций КВО при различных скоростях воздуха (эллиптические трубы)



Рис.8 Влияние ориентированного угла секций на конвективный коэффициент теплоотдачи пара

б) Одним из основных способов достижения высокого термического КПД паротурбинной установки является понижение параметров пара за турбиной. С понижением давления и температуры отработавшего в турбине пара уменьшается количество теплоты, передаваемой холодному источнику, что, как известно из термодинамики, при неизменных параметрах свежего пара повышает мощность турбины и экономичность цикла в целом (см. рис. 9). При высокой

температуре понижение параметров пара за турбиной трудно обеспечить, поэтому предполагается использовать паротурбинные установок с воздушным конденсатором в составе комбинированных.

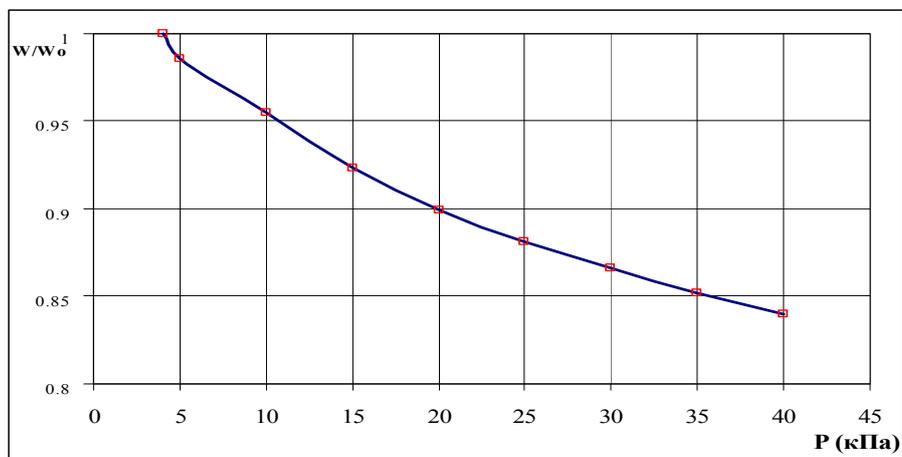


Рис.9. Отношение между мощностью турбины и давлением в конденсаторе (при входе в турбине: $T=420^{\circ}\text{C}$ и $P=20\text{MPa}$), где P - давление конденсатора; w/w_0 - относительная мощность; w - мощность турбины с массовым паросодержанием 0.95 и давлением конденсатора P ; w_0 - мощности с массовым паросодержанием 0.95 и давлением конденсатора 4 кПа.

7) Потеря в энергетической эффективности от вентиляторов считается на уровне установки 1 % (ПГУ). Эта потеря за большей защитой водных ресурсов считается разумным решением. Потребители обычно используют электроэнергию больше, чем им нужно, особенно в ЖКХ. Уменьшение чрезмерного использования энергии более важно, чем компенсация потенциального незначительного снижения эффективности из-за воздушного охлаждения. Например, в США потребители тратят на электроэнергию в ЖКХ в два раза больше, чем им нужно. Таким образом, любые потери энергетической эффективности, связанные с воздушным охлаждением, могут быть легко возмещены через управление нацеленного требования.

Заключение

В результате проделанной работы можно сделать следующие выводы:

1. Анализ научных публикаций и трудов по теме диссертации показал, что в настоящее время вопрос применения КВО в энергетике слабо изучен, недостаточно информации и литературы, однако, вопросы применения и конструкции аппаратов воздушного охлаждения широко освещены в изданиях, посвященных нефтехимической промышленности;

2. Результат исследования существующих конструкций КВО и выбор оптимальной конструкции для осуществления конденсации водяного пара показал, что для стационарных установок конденсации водяного пара наиболее приемлема конструкция фирмы GEA, т.е. шатровое расположение теплообменных секций с нижним размещением вентиляторов;
3. Коэффициенты теплопередачи в КВО обычно не превышают $16...60 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, поэтому все типы систем с воздушным охлаждением требуют большого поверхностного охлаждения, чтобы полностью конденсировать пар, чем система водного охлаждения. Тем не менее, в некоторых случаях высота естественной тяговой градирни может быть даже больше чем системы воздушного охлаждения – вплоть до 150 метров. Системе воздушного охлаждения не нужны дополнительные трубы для поставки воды и обратной линии. Оборудование воздушного охлаждения почти в два раза больше градирни водного охлаждения и могут потребовать земли для очистки. Последние разработки систем охлаждения предполагают уменьшать необходимую площадь. С тех пор как парогазовая установка является самым популярным типом сооружения ТЭС, текущие рыночные условия для нового поколения ТЭС уже значительно уменьшили средние размеры установки для воздушного охлаждения. Кроме того, если воздушное охлаждение требует больше земли, оно позволяет располагать электростанции в менее экологически чувствительных местах, а не привязывать к источнику водоснабжения. Любая дополнительная земля не может увеличивать цену земли, поскольку покупная цена земли далеко от порта может быть значительно ниже, чем та же земля около порта.
4. Результаты расчетов были сравнены с результатами расчета аналогичных показателей других авторов и можно сделать вывод, что расчеты произведены верно, т.к. отличия величин находятся в пределах инженерной погрешности.
5. Срок службы КВО из стальных оцинкованных труб прогнозируется до 40 лет. Так, срок эксплуатации первых КВО фирмы GEA из оцинкованных труб уже превысил 40 лет («Аль-Хуссейн» электростанция, Иордания – с 1977 г.).
6. Если добавочная вода доступна, внедрение систем гибридного охлаждения позволяет сохранять воду, избегать высокой стоимости системы воздушного охлаждения и гарантировать сравнительно глубокий вакуум. По сравнению с системой воздушного охлаждения, они могут достигнуть существенной эффективности в течение пиковых периодов жаркой погоды.

7. Температура наружного воздуха и место строительства установки оказывают существенное влияние на работу ПГУ через характеристики ГТУ. Необходимо иметь в виду, что изменение этих характеристик оказывает влияние и на характеристики парового контура ПГУ. Поэтому надо внимательно выбрать место строительства установки. В теплые месяцы необходимо охлаждать воздух перед входом в компрессор, чтобы повышать мощность газовой турбины, так как её мощность прямо пропорциональна массе объемного расхода воздуха.

Содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Боровков В.М., Абу-Рахма Т.М. Термодинамические показатели парогазовых установок // Проблемы экономии топливно–энергетических ресурсов на промпредприятиях и ТЭС: Межвуз. сб. науч. тр. / ГОУВПО СПб ГТУ РП. СПб., 2006. С. 10–17.
2. Боровков В.М., Абу-Рахма Т.М. Влияние воздушного охлаждения на окружающую среду по сравнению с водным охлаждением // Проблемы экономии топливно–энергетических ресурсов на промпредприятиях и ТЭС: Межвуз. сб. науч. тр. / ГОУВПО СПб ГТУ РП. СПб., 2006. С. 174–178.
3. Боровков В.М., Абу-Рахма Т.М. Внедрение система параллельного охлаждения в странах с нехваткой воды // Фундаментальные исследования в технических университетах: Материалы X Всероссийской конференции по проблемам науки и высшей школы. 18-19 мая 2006 года.– СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2006. С. 265–266.
4. Абу-Рахма Т.М., Бородин О.А., Боровков В.М. Энергетика Иордании // XXXIV неделя науки СПбГПУ: Материалы Всероссийской межвузовской научно-технической конференции студентов и аспирантов. Ч. II СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2006. С. 135–137.
5. Абу-Рахма Т.М., Боровков В.М. Иорданские электростанции с воздушным конденсатором // XXXV неделя науки СПбГПУ: Материалы Всероссийской межвузовской научно-технической конференции студентов и аспирантов. Ч. II СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2006. С. 108–109.
6. Боровков В.М., Абу-Рахма Т.М. Влияние окружающей температуры воздуха на мощность газовой турбины // Проблемы энергетики... (Изв. высш. учеб. заведений). 2006. № 1–2. С. 3–7.
7. Боровков В.М., Абу-Рахма Т.М. Конденсационные установки паровых турбин с гибридным охлаждением // Мат. науч. конф. "Научные исследования инновационной деятельности". СПб., 2007. С. 86–91

8. Borovkov V., Abu-Rahmeh T.M. The impacts of air cooled condenser on the environment and the design parameters / Proceeding of the 5th Baltic Heat Transfer Conference (5th BHTC). 19-21 Sept., 2007. –Saint Petersburg State Polytechnic University. – Saint Petersburg –Russia. pp. 161–167.