

ИВАНОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА

ЭНЕРГИЯ -2012

**СЕДЬМАЯ
РЕГИОНАЛЬНАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ
СТУДЕНТОВ, АСПИРАНТОВ
И МОЛОДЫХ УЧЁНЫХ
(С МЕЖДУНАРОДНЫМ УЧАСТИЕМ)**

**17-19 апреля 2012 г.
г. Иваново**

ТОМ 1

ЧАСТЬ 1

Светлой памяти А.В. Мошкарина

Министерство образования и науки РФ
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего профессионального образования
«ИВАНОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИ-
ТЕТ ИМЕНИ В.И.ЛЕНИНА»

ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА

«ЭНЕРГИЯ-2012»

РЕГИОНАЛЬНАЯ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ
СТУДЕНТОВ, АСПИРАНТОВ И МОЛОДЫХ УЧЁНЫХ
(С МЕЖДУНАРОДНЫМ УЧАСТИЕМ)

г. Иваново, 17-19 апреля 2012 г.

МАТЕРИАЛЫ КОНФЕРЕНЦИИ

ТОМ 1, ЧАСТЬ 1

ИВАНОВО

ИГЭУ

2012

ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА // Региональная научно-техническая конференция студентов, аспирантов и молодых учёных «Энергия-2012»: Материалы конференции. В 7 т. Т. 1, Ч. 1. – Иваново: ФГБОУ ВПО Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина, 2012. – 167 с.

Доклады студентов, аспирантов и молодых учёных, помещенные в сборник материалов конференции, отражают основные направления научной деятельности в области теплоэнергетики и высшего профессионального образования.

Сборник предназначен для студентов, аспирантов и преподавателей вузов, интересующихся вопросами теплоэнергетики.

Тексты докладов представлены авторами в виде файлов, сверстаны и при необходимости сокращены. Авторская редакция сохранена.

ОРГАНИЗАЦИОННЫЙ КОМИТЕТ

Председатель Оргкомитета: проректор по научной работе, д.т.н., проф. **В.В. ТЮТИКОВ**.

Члены оргкомитета: декан теплоэнергетического факультета к.т.н., доц. **С.Б. ПЛЕТНИКОВ**, зав. кафедрой Тепловых электрических станций д.т.н., проф. **Е.В. БАРОЧКИН**, зав. кафедрой Химии и Химических технологий в энергетике д.т.н., проф. **Б.М. ЛАРИН**, зав. кафедрой Промышленной теплоэнергетики д.т.н., проф. **В.П. СОЗИНОВ**, зав. кафедрой Автоматизации технологических процессов к.т.н., проф. **В.Д. ТАЛАНОВ**, зав. кафедрой Теоретических основ теплотехники д.т.н., проф. **В.В. БУХМИРОВ**, отв. за НИРС ИГЭУ к.т.н., доц. **А.В. МАКАРОВ**, заместитель декана ТЭФ по научной работе ст. преподаватель **Н.Н. СМИРНОВ**.

Секция 1. ТЕПЛОВЫЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СТАНЦИИ

*Председатель секции зав. кафедрой Тепловые электрические
станции д.т.н., проф. Е.В. БАРОЧКИН
Секретарь секции ст. преп. Н.С. Астаиов*

*Е.С. Воронцова, студ.; рук. Т.С. Тайлашева, к.т.н., доц.
(НИ ТПУ, г. Томск)*

ОСОБЕННОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ НЕПРОЕКТНЫХ УГЛЕЙ НА ТЭС

В настоящее время для эффективного функционирования любой электростанции одним из главных инструментов является организация правильной работы с топливом. А именно работа с поставщиками, учет качества и количества топлива, претензионная работа. К сожалению, не все предприятия уделяют достаточное внимание этому процессу, что негативно отражается на их финансово-экономическом и хозяйственном положении.

По действующим нормам проектирования и строительства большая часть ТЭС располагаются вблизи угольных месторождений и рассчитываются на использование определенных углей (обычно одной марки) с учетом их запасов и теплотехнических свойств. Так как в России значимая доля электростанций работают уже более 30 лет, то происходит исчерпание запасов проектного угля или изменение его теплотехнических характеристик [1].

Согласно РД 153-34.1-44.302-2001 основанием для изменения топливного режима на действующих электростанциях являются:

- соответствующие решения или распоряжения, принимаемые руководством электростанции;
- необходимость включения в топливный баланс электростанции не проектного или ранее не использовавшегося угля ввиду сокращения и необеспеченности поставок проектного топлива или ухудшения его качества, ограничивающего работоспособность оборудования;
- решение руководства станции по использованию более дешевого или экологически чистого угля, согласуемое с департаментом электрических станций по балансу топливопотребления и департаментом топливообеспечения и возможностям доставки. [2]

Использование не проектного топлива приводит к ухудшению технико-экономических показателей или снижению надежности работы основного

и вспомогательного оборудования станции, а также к большим экономическим затратам.

Непроектные угли, сжигаемые на ТЭС, могут быть либо взаимозаменяемыми, либо невзаимозаменяемыми [3]. Уголь проектной марки не всегда является расчетным топливом, а уголь непроектной марки – невзаимозаменяемым. В некоторых случаях угли проектной марки, но ухудшенного качества, не являются взаимозаменяемыми, и напротив, угли непроектной марки, имеющие аналогичные теплотехнические характеристики, могут оказаться взаимозаменяемыми [1].

Ухудшение качества угля, а именно его смерзание, изменение основных теплотехнических показателей таких, как влажность, зольность, выход летучих веществ, низшая теплота сгорания, минеральный состав, а также изменение удельной массы обычно происходит вследствие несоблюдения договора поставки между поставщиком и электростанцией, правил перевозки и безопасности при транспортировке топлива.

Существенные отклонения технологических характеристик, являющихся мерой качества угля, влияют на основные показатели работы котельного оборудования и в целом тепловой электрической станции (ТЭС), что можно проиллюстрировать следующим образом:

1. Изменение влажности приводит к следующему:

- снижению теплоты сгорания топлива и увеличению его расхода;
- увеличению объема продуктов сгорания, а следовательно, потерь тепла с уходящими газами и затрат на их удаление;
- выветриванию и самовозгоранию твердого топлива при его хранении;
- ухудшению сыпучести твердых топлив;
- смерзаемости топлива в зимнее время, что нарушает нормальную работу устройств топливоподачи с резким уменьшением подачи топлива.

2. Изменение общей зольности приводит к:

- пропорциональному износу оборудования ТЭС: углеразгрузочной системы, системы транспортировки угля, углеразмольного оборудование, прежде всего быстроизнашивающиеся элементы мельниц;
- увеличению абразивного износа конвективных поверхностей нагрева котлов и лопаток дымососов;
- затрудняет работу золоулавливающих установок и ухудшает экологические показатели ТЭС.

3. При изменении величины выхода летучих веществ увеличивается взрывоопасность угольной пыли, склонность угля к самовозгоранию, отсюда:

- невозможность работы без взрывов в пылесистемах с воздушной сушкой;

- затягивание факела в амбразуры горелок и выход из строя из-за обгорания;

- пожароопасность угольных складов и коммуникаций топливоподачи.

4. Изменение теплоты сгорания, прежде всего, связаны с изменением влажности или зольности углей или обоих этих показателей вместе. Изменение величины калорийности ведет к тому, что:

- увеличивается влажность готовой пыли,

- ухудшаются характеристики ее воспламенения,

- повышается минимальная паропроизводительность котлов, при которых они могут устойчиво работать без дополнительной подачи мазута или газа (подсветка факела мазутом или газом).

- снижается максимальная производительность системы пылеприготовления,

- снижается максимально возможная паропроизводительность котлов, т.е. снижается возможный диапазон изменения нагрузки котлов;

- снижаются температуры газов в топке и газоходах котлов;

- снижается средняя эксплуатационная нагрузка котлов;

- ухудшаются экономические показатели (снижается коэффициент полезного действия (КПД));

- увеличивается удельный расход топлива на отпущенный кВт*ч,

- увеличивается удельный расход электроэнергии на собственные нужды,

5. Изменение элементарного состава топлива способствует:

- изменению температуры уходящих газов;

- сернистая коррозия низкотемпературных поверхностей нагрева;

- снижение КПД котла;

- увеличение вредных выбросов в атмосферу;

- шлакование и образование твердых отложений на конвективных поверхностях нагрева;

- абразивный износ поверхностей нагрева;

- увеличение плановых затрат на ремонт и замену элементов систем золоулавливания и золошлакоудаления, а также увеличение экологических платежей.

Многолетний опыт сжигания углей непроектных марок и их качества свидетельствует о том, что даже использование совершенно близких по теплотехническим свойствам углей требует проведения специальных инженерных мероприятий подготовительного характера:

1. Проведение поверочного теплового расчета котла с определением необходимости и объема изменения поверхностей нагрева.
2. Поверочные аэродинамические расчеты трактов тяги и дутья с определением необходимости замены дымососов и вентиляторов.
3. Поверочные расчеты системы пылеприготовления.
4. Поверочные расчеты систем золоулавливания и золошлакоудаления в пределах котельной ячейки и общестанционных.
5. Расчетные оценки вредных выбросов.
6. Пробные сжигания нового угля непрерывно или малыми партиями продолжительностью не менее трех месяцев с хронометрированием всех эксплуатационных показателей.
7. Анализ результатов по всем мероприятиям, составление заключения и разработка вариантов предварительных предложение по переходу на сжигание нового угля.

В связи с необходимостью обеспечивать потребителей электричеством и теплом и ограниченности ресурсов проектных углей, использование непроектных взаимозаменяемых углей является вынужденной мерой.

Изменение теплотехнических характеристик топлива зачастую связано не только с сокращением добычи проектных углей, но и с условиями их поставки и хранения. При неграмотной транспортировке и хранении возможно ухудшение качества угля. Например, использование «грязных» вагонов может привести к изменению элементного состава топлива и, как следствие, ухудшению работы котла и вспомогательного оборудования. Поэтому необходимо проводить усовершенствование аппарата взаимодействия между поставщиками и потребителями, и добиться налаженной работы с топливом, а также избежать проведения дополнительных мероприятий, влияющих на финансово-экономическую и хозяйственную деятельность предприятия.

Аспекты, рассмотренные в настоящей статье, способствуют созданию реального инструмента, позволяющего наладить механизм, в котором все его составляющие элементы могли бы работать в соответствии стандартам и потребностям всей системы.

Библиографический список

1. Кожуховский И.С., Эдельман В.И., Говсиевич Е.Р. и др. Проблемы монополизма поставщиков твердого топлива на рынках энергетических углей // Теплоэнергетика. – 2006. – № 5. – С. 45–49.
2. РД 153-34.1-44.302-2001. Методические указания по организации изменения топливного режима в связи с недостатком проектных углей на электростанциях РАО "ЕЭС России".
3. Говсиевич Е.Р., Алешинский Р.Е. О использовании непроектных углей на тепловых электростанциях // Энергетик. – 1997. – № 7. – С. 11–12.

*Т. С. А. Кеке, асп. (Кот д'Ивуар);
рук. С. В. Цанев, к.т.н., проф.,
(МЭИ, г. Москва)*

ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ВОДЫ И ИСТОЧНИКОВ ТЕХНИЧЕСКОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ НА ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК ПГУ С КОТЛОМ-УТИЛИЗАТОРОМ. РАСЧЕТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ

Республика Кот д'Ивуар – государство в Западной Африке. Производство электроэнергии в Кот д'Ивуаре неуклонно растет. Поэтому, была выработана стратегия развития электроэнергетики страны в зависимости от экономических реальностей.

В рамках программы развития электроэнергетики страны, правительство республики Кот д'Ивуар ориентируется на строительство парогазовых электростанций.

Температура наружного воздуха Кот д'Ивуара меняется и может превышать 32 °С, что значительно влияет на работе конденсаторов паротурбинных установок ПГУ с котлом-утилизатором.

Авторами был выполнен расчет двухконтурных ПГУ с КУ при $T_{НВ} = 20, 30$ и 40 °С. Результаты расчета приведены в таблице 1.

Таблица 1. Показатели ПГУс КУ

Наименование	Обозначение	Размерность	№ расчета		
			1	2	3
Температура наружного воздуха	$T_{НВ}$	°С	20	30	40
Температура воды на входе в конденсаторе	$T_{В1}$	°С	26	37	48
Давление в конденсаторе	P_K	кПа	7,79	13,63	22,88
Мощность ГТУ	$N_G^Э$	кВт	106000	99000	89000
Электрический КПД ГТУ	$\eta_G^Э$	%	35	34	33,33
Электрическая мощность турбины	$N_{ПТ}^Э$	кВт	108478,232	93230,737	88224,960
Электрическая мощность ПГУ	$N_{ПГУ}^{Э,бр}$	МВт	320,616	291,231	266,224
Электрический КПД брутто ПГУ	$\eta_{ПГУ}^{Э,бр}$	%	52,9	50	49,2
Электрическая мощность нетто с учетом работы циркуляционных насосов	$N_{ПГУ}^{Э,н(цн)}$	МВт	317,2	288,22	263,247

Условный электрический КПД нетто ПГУ с учетом циркуляционных насосов	$\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{Э,Н(ЦН)}}$	%	52,37	49,49	48,80
--	--------------------------------------	---	-------	-------	-------

На рисунке показано изменение $\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{Э,Н(ЦН)}}$ в зависимости температуры воды на входе в конденсатор $T_{\text{в1}}$.

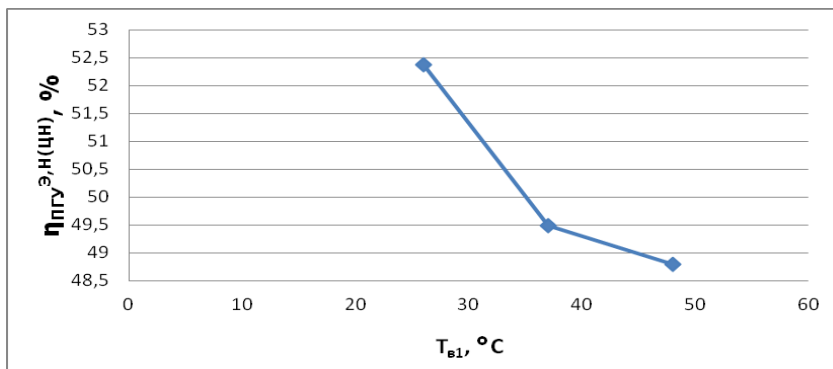


Рис. 1. Зависимость условного электрического КПД нетто ПГУ с учетом циркуляционных насосов от температуры воды на входе в конденсатор

Полученные авторами результаты необходимо учитывать при выборе оборудования для ПГУ с КУ в республике Кот д'Ивуар.

Библиографический список

1. С.В. Цанев, В.Д. Буров, А.Н.Ремезов. Газотурбинные и парогазовые установки тепловые электростанций, изд. дом МЭИ 2009г.
2. С.В. Цанев, В.Д. Буров, А.С. Земцов, А.С. Осыка. Газотурбинные энергетические установки, изд. дом МЭИ 2011г.

**Е.Н. Олейникова, студ.; рук-ли В.Д. Буров, к.т.н., проф,
А.А. Дудолин, к.т.н., доц.,
(НИУ «МЭИ», г. Москва)**

АНАЛИЗ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ПГУ-ТЭЦ С ТНУ

В Энергетической стратегии Российской Федерации на период до 2030 г. сформулирован ряд положений, регламентирующих основные ориентиры развития энергетического сектора. Покрытие темпов роста энергопотребления в соответствии со сценарными условиями развития возможно только за счет масштабного ввода парогазовых установок. Поэтому при проработке решений по совершенствованию процессов производства тепловой и электрической энергии необходимо учитывать специфику работы данных установок: так для ПГУ-ТЭЦ в зависимости от типа схемы и оборудования, соотношение тепловой и электрической мощности находится в диапазоне 0.5-0.8. Например, паросиловой блок с турбиной Т-250/300-240 позволяет вырабатывать 300 Гкал/ч тепловой энергии, а блок ПГУ-400 только 180 Гкал/ч. Следовательно, для ПГУ при работе в отопительный период, когда тепловая нагрузка значительно превалирует над электрической от 1.2 до 3 раз, необходимо использовать дополнительные

источники тепловой мощности: потребуется установка дополнительных котельных, но они имеют невысокую экономичность работы. Альтернативой данному решению может служить использование теплонасосных установок (ТНУ) в схеме ПГУ-ТЭЦ.

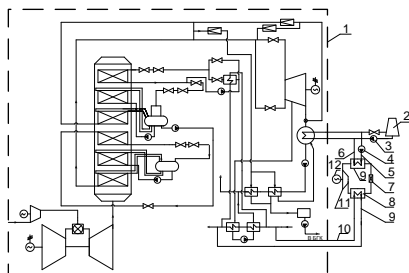


Рис. 1. Принципиальная тепловая схема блока ПГУ-40Т:
1-блок ПГУ; 2-градирня; 3-циркуляционный насос; 4-насос
дачи циркуляционной воды в испаритель ТНУ; 5-вход
теплоносителя в испаритель ТНУ; 6-выход теплоносителя из
испарителя ТНУ; 7-дроссель; 8-конденсатор ТНУ; 9-выход
омежуточного теплоносителя из компрессора ТНУ; 10-вход
омежуточного теплоносителя в конденсатор ТНУ; 11-компрессор
ТНУ; 12-электродвигатель компрессора ТНУ

На рис.1 приведена принципиальная схема ПГУ с парокompрессионной ТНУ. Принцип действия ТНУ заключается в следующем: в испарителе ТНУ происходит отвод теплоты от источника низкого потенциала, по замкнутому контуру ТНУ циркулирует хладагент, при прохождении через испаритель ТНУ хладагент кипит и испаряется, его пары направляются в

компрессор, где происходит их сжатие, в конденсаторе хладагент охлаждается, передавая теплоту теплоносителю в конденсаторе ТНУ. Охладившись, хладагент переходит в жидкое состояние, направляется на дросселирующее устройство, цикл повторяется, пока работает компрессор.

На основании анализа возможности использования различных типов ТНУ в схеме ПГУ предложен вариант установки парокompрессионной ТНУ на циркуляционной воде конденсатора паровой турбины. При этом используется тепловой потенциал воды, идущей в градирню, для подогрева сетевой воды по «параллельной схеме», т.е. без вмешательства в режим работы паровой турбины. В программном комплексе «Thermoflow» создана расчетная модель схемы и проведен ряд исследований совместной работы ПГУ-ТЭЦ с ТНУ.

Для исследования была выбрана схема ПГУ-ТЭЦ утилизационного типа ПГУ-40Т, конструкторский расчет выполнен для климатических условий г.Москвы, температуры наружного воздуха $-3,6\text{ }^{\circ}\text{C}$, поверочные: для температур $+15\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $-28\text{ }^{\circ}\text{C}$. Изменение расхода сетевой воды в течение года осуществляется согласно графику теплосети 120/70 с режимом горячего водоснабжения 0.2 от максимального отпуска тепловой мощности от отборов паровой турбины.

Предлагается рассмотреть вариант установки ТНУ, хладагент-бутан, на циркуляционной воде конденсатора паровой турбины ПГУ. Система технического охлаждения – градирни с температурой охлаждающей воды $23\text{ }^{\circ}\text{C}$. В течение года температура охлаждающей воды постоянная за счет регулирования

температуры секций градирен. Основным критерием эффективности работы ТНУ в схеме ПГУ является величина коэффициента преобразования μ . Соответственно, чем больше их разница, тем большее количество электроэнергии затрачивается на привод компрессора ТНУ, что приводит к росту собственных нужд блока в целом.

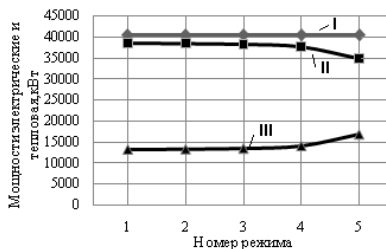


Рис. 2. Влияние коэффициента преобразования на показатели работы ПГУ-ТЭЦ;

I-мощность электрическая брутто, II-мощность электрическая нетто, III-мощность тепловая, номера режимов: 1- $\mu=3.57$, 2- $\mu=3.02$, 3- $\mu=2.54$, 4- $\mu=1.82$, 5- $\mu=1.25$

На рис.2. приведен график зависимости электрической мощности брутто, нетто и тепловой мощности в зависимости от коэффициента преобразования ТНУ, очевидно, что при его снижении наблюдается падение мощности электрической нетто и рост выработки тепловой мощности. Данная тенденция прослеживается на показателях экономичности работы блока, зависимость приведена на рис.3 (КПД электрический брутто и

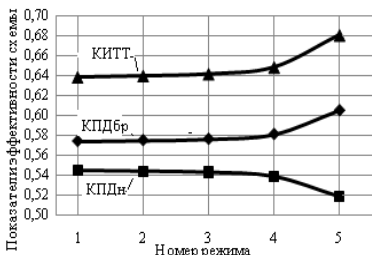


Рис. 3. Влияние коэффициента преобразования μ на показатели эффективности ПГУ-ТЭЦ.

КПДбр-КПД электрический брутто, КПДн-КПД электрический нетто, КИТТ-коэффициент использования теплотоплива, номера режимов: 1- $\mu=3.57$, 2- $\mu=3.02$, 3- $\mu=2.54$, 4- $\mu=1.82$, 5- $\mu=1.25$

нетто рассчитаны по физическому методу). Во всем предложенном диапазоне изменения коэффициента преобразования ТНУ наблюдается рост коэффициента использования теплотоплива и КПД электрического брутто, а также падение КПД нетто. Исследования показали, что полученные показатели экономичности носят разнонаправленный характер, поэтому предлагается сравнить варианты схем по системному эффекту, выравнивая их по выработке тепловой и электрической энергии за

счет использования замещающих мощностей, в качестве которых выбраны: ПГУ-КЭС с КПД 51 % и котельная с КПД 92 %. В итоге такого приведения для режима № 5 характерен заметный рост потребления топлива на блок ввиду того, что $\mu \rightarrow 1$. На рис.4. приведена зависимость расхода

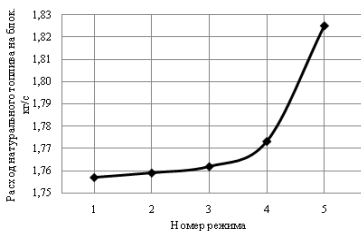


Рис. 4 Влияние температуры прямой сетевой воды на суммарный расход топлива системы «ПГУ-зам.КЭС-зам.котельная»; номера режимов: 1- $\mu=3.57$, 2- $\mu=3.02$, 3- $\mu=2.54$, 4- $\mu=1.82$, 5- $\mu=1.25$

натурального топлива на блок с учетом замещающей КЭС и котельной от температуры сетевой воды на выходе из конденсатора ТНУ. Для рассматриваемого типа схемы подогрев сетевой воды в конденсаторе ТНУ выше 100 °С приводит к резкому увеличению расхода топлива. На основании проведенных исследований, рассчитаны режимы работы ПГУ-40Т для трех температур наружного воздуха: -28 °С, -3.6 °С, +15 °С и соответствующих температурных графиков потребителя: 120/70, 86/46, 70/40 (табл.1). При

работе ТНУ в соответствии с температурным графиком сетевой установки, с понижением температуры наружного воздуха, растет отпуск тепловой мощности при этом возрастает доля собственных нужд на привод компрессора ТНУ и, соответственно, КПД нетто снижается.

Таблица 1. Расчет режимов работы ПГУ-40Т с ТНУ

Температурный график	40/70	46/86	70/120
Температура окружающей среды, °С	15	-3,6	-28
Расход сетевой воды через конденсатор ТНУ, т/ч	120	253	390
Расход сетевой воды через сетевую установку, т/ч	120	253	390
Мощность электрическая газовой турбины, кВт	27 559	30 631	29 177
Мощность электрическая паровой турбины, кВт	10 883	9 818	4 647
Мощность электрическая (брутто), кВт	38 442	40 449	33 824
Мощность электрическая (нетто), кВт	35 459	33 613	13 872
Тепловая мощность ПГУ с ТНУ, кВт	8 260	23 401	44 292
Теплота сгорания топлива, кВт	78 199	84 171	79 686
Затраты электроэнергии на привод компрессора ТНУ, кВт	1 347	5 022	17 928
КПД электрический брутто (физ. метод), %	55,10	67,09	98,07
КПД электрический нетто (физ. метод), %	50,82	55,75	40,22
КИТТ, %	59,72	75,86	98,03

Проведенный анализ особенностей работы ПГУ-ТЭЦ с ТНУ в соответствии с графиком отпуска теплоты потребителю показал, что увеличение отпуска тепловой мощности от блока за счет использования ТНУ приводит к значительному росту коэффициента использования теплоты топлива. Определен наиболее экономичный температурный диапазон работы ТНУ и показано влияние на показатели совместной работы с ПГУ. Кроме того, использование ТНУ в схеме ПГУ приводит к улучшению покрытия графика тепловой нагрузки от ПГУ-ТЭЦ в течение года и сокращает период использования сторонних котельных установок. Полученные результаты могут служить для дальнейшего технико-экономического анализа и оптимизации схем ПГУ-ТЭЦ с ТНУ.

Библиографический список

1. Янтовский Е.И., Левин Л. А. Промышленные тепловые насосы. — М.: Энергоатомиздат, 1989. - 128 с.

*Е.Ю. Григорьев, асп.(ИГЭУ, г.Иваново),
рук. Зарянкин А.Е., д.т.н., проф. (МЭИ(ТУ), г.Москва)*
**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ И ФИЗИЧЕСКОЕ
МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ В КОЛЬЦЕВЫХ
ДИФFUЗОРАХ ГАЗОВЫХ ТУРБИН**

Кольцевые диффузоры являются неотъемлемой частью газовых турбин, обеспечивая снижение давления преобразования кинетической энергии газов, покидающих последнюю ступень турбины, в потенциальную энергию. В результате, за газовой турбиной давление оказывается ниже давления в последующем газоходе, что влечет за собой увеличение использованного перепада энтальпий и, соответственно, увеличивается мощность всей установки.

Однако степень восстановления давления в диффузорах зависит от многих факторов, учет которых представляет весьма сложную задачу.

Ее решение на основе физического моделирования течения в рассматриваемых каналах сопряжено большими материальными затратами и требует весьма длительного времени. Указанные временные и материальные затраты можно существенно уменьшить при разумном сочетании физического и математического моделирования, когда варианты исследования ведутся на основе математического моделирования, а физическое моделирование используется для окончательных конструктивных решений.

В данном случае исследования проводились на кольцевых диффузорах с цилиндрической внутренней втулкой и коническим внешним обводом диффузоров, при двух углах раскрытия α , равных 7 и 15°, и двух степенях расширения канала $n=F_1/F_2$ равных 2 и 4. При этом, рассматривались диффузоры с гладкими внутренними поверхностями, с поверхностями с продольным оребрением и диффузоры с пристеночными перфорированными экранами.

Моделирование проводилось как при равномерном поле скоростей во входном сечении диффузоров, так и закрученном потоке на входе, когда угол закрутки φ менялся от 0° до 20°.

Весь указанный комплекс исследований позволил получить для каждого диффузора детальную картину течения внутри рассматриваемых каналов, интегральные коэффициенты полных потерь энергии ζ_n и уровень вибрации стенок диффузоров, которые являются внешним индикатором течения рабочей среды внутри диффузоров.

Весьма важным показателем точности проводимых теоретических расчетов является степень сходимости результатов расчета с опытными данными. Для оценки этого показателя на рисунке 1 приведена относительная погрешность полученных расчетных значений коэффициента полных потерь энергии $\zeta_{\text{п}}$ относительно его опытных значений в зависимости от закрутки потока для всех исследованных диффузоров.

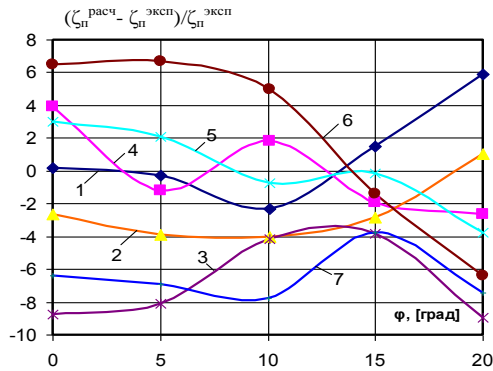


Рис.1. Относительная погрешность результатов $(\zeta_{\text{п расч}} - \zeta_{\text{п эксп}}) / \zeta_{\text{п эксп}}$ численного моделирования по сравнению с экспериментом. 1. $\alpha_1=7^\circ$ n=2; 2. $\alpha_1=15^\circ$ n=2; 3. $\alpha_1=15^\circ$ n=4; 4. $\alpha_1=7^\circ$ n=2 оребр.; 5. $\alpha_1=15^\circ$ n=2 оребр.; 6. $\alpha_1=15^\circ$ n=4 оребр. №1; 7. $\alpha_1=15^\circ$ n=4 оребр. №2.

Приведенные результаты показывают, что удовлетворительное совпадение расчетных и опытных значений коэффициента $\zeta_{\text{п}}$ с погрешностью менее 3 % имеет место только для диффузоров с углом раскрытия $\alpha=7^\circ$ и $\alpha=15^\circ$ при n=2 (диффузоры №1 , №2) и диффузора $\alpha=15^\circ$ при n=2 с продольно оребренной обтекаемой поверхностью внешнего обвода кольцевого диффузора (диффузоры №5) , когда в исследуемых каналах отсутствовали развитые области отрывного течения.

В более сложных течениях при наличии развитого оребрения обтекаемых поверхностей и угле $\alpha=15^\circ$ погрешность расчета достигла 8%. Полученные результаты имеют важное практическое и теоретическое значения, поскольку указывают на необходимость критического осмысления чисто расчетных результатов и корректировки интегральных характеристик опытными данными.

Основные результаты проведенного математического и физического моделирования течений в кольцевых диффузорах сводится к следующему:

1. Введение в кольцевых диффузорах продольного оребрения на внутренней поверхности внешнего обвода существенно меняет картину течения и ведет к более интенсивному нарастанию давления и снижению скорости на первой половине канала, чем при отсутствии оребрения. Это обстоятельство позволяет при сохранении высокой степени расширения диффузорного канала заметно сократить его осевую длину.

2. Введение продольного оребрения в кольцевых диффузорах не привело к качественному изменению зависимости коэффициента полных потерь от угла закрутки потока во входном сечении. Как и в гладких диффузорах при углах закрутки $\varphi < 15^\circ$ указанный коэффициент несколько снижается и только при $\varphi > 15^\circ$ наблюдается его заметное увеличение.

3. На основе проведенного физического моделирования установлена прямая связь вибрационного состояния диффузоров с характером течения рабочих сред в его проточной части. Резкое возрастание вибраций всегда являлась следствием возникновения в канале локальных вихревых образований, нарушающих стационарность течения.

4. Весьма эффективным средством защиты стенок диффузоров от динамических нагрузок со стороны движущихся рабочих сред являлась введение в канал перфорированных пристеночных дефлекторов с заполнением стенкой диффузора демпфирующим материалом, типа минеральной ваты.

Библиографический список

1. Дейч М. Е., Зарянкин А. Е. Газодинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин. — М.: Энергия, 1970.

*А.С. Магер, А.Н. Рогалев, аспиранты;
рук. А.Е. Зарянкин, д.т.н., проф.
(МЭИ(ТУ), г. Москва)*

ДВУХВАЛЬНЫЕ ПГУ НА БАЗЕ ОДНОВАЛЬНЫХ УСТАНОВОК

В российской теплоэнергетике парогазовые установки (ПГУ) занимают приоритетное место, так как они сочетают высокую экономичность с относительно коротким сроком ввода их в эксплуатацию и низкой (по сравнению с ТЭС и АЭС) удельной себестоимостью производства электроэнергии.

По своему типу ПГУ делятся на одновальные и многовальные. В России предпочтение отдается многовальным ПГУ, поскольку путем наращивания числа используемых газотурбинных установок (ГТУ), при единой

паровой турбине, оказывается возможным создавать ПГУ с более высокой мощностью.

Одновальные ПГУ по этому показателю уступают многовальным в связи с тем, что их предельная мощность определяется только мощностью одной ГТУ.

Однако, при использовании современных сверхмощных ГТУ типа Siemens SGT-8000H (375 МВт), General Electric MS9001H (330 МВт), Mitsubishi M701G (334 МВт) вполне реально и в одновальном варианте довести мощность ПГУ до $N_{э}=500\div 550$ МВт.

Сейчас в России в основном вводятся в эксплуатацию многовальные ПГУ, на базе газовых турбин ГТУ-270 (Siemens SGT5-4000F), ГТУ-160 (Siemens SGT5-2000E) и ГТУ-110, хотя при одновальной компоновке затраты на строительство согласно проведенным расчетам [1] на 10% ниже стоимости строительства многовальных установок.

Известны две схемы компоновки оборудования одновальных ПГУ.

В схеме фирмы GE (рис.1) осуществлена прямая связь паровой турбины 1 с компрессором 2, компрессора 2 с газовой турбиной 3 и газовой турбины 3 с электрическим генератором 4. Такая компоновка оборудования позволяет использовать для ПГУ газотурбинные установки любой мощности и, соответственно, на базе одной ГТУ мощность ПГУ может достигать 400-500 МВт. В этом случае, однако, исчезает одно из важных свойств ПГУ – их высокая мобильность, так как теперь для запуска ПГУ необходимо запускать паровую турбину от стороннего источника пара.

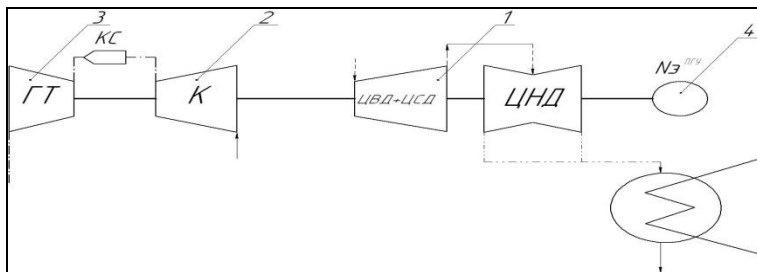


Рис.1. Компоновка одновальной ПГУ фирмы General Electric

Этот недостаток отсутствует в схеме, которая используется в одновальных ПГУ фирм Siemens и АBB-Alstom (рис.2).

В этом случае паровая турбина 1 соединяется с электрогенератором 2 с помощью сложной и дорогой расцепной муфты 3, при этом вторая сторона генератора 3 постоянно связана с компрессором 4 газовой турбины 5.

Подобная компоновка позволяет сохранить мобильность одновальной ПГУ путем отключения с помощью расцепной муфты паровой турбины при пуске ГТУ. В тоже время, расцепная муфта серьезно увеличивает стоимость основного оборудования, повышает эксплуатационные расходы и имеет ограничения по величине передаваемой мощности.

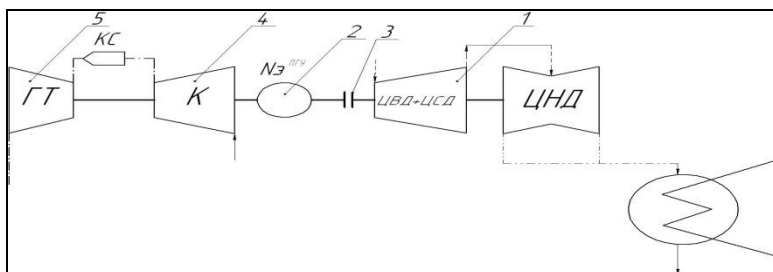


Рис.2. Компоновка одновальной ПГУ фирм Siemens-ABB

Эти недостатки могут быть сняты при переходе к новым ПГУ с линейной компоновкой оборудования, объединяющей все преимущества рассматриваемых схем одновальных ПГУ и не имеющих присущих этим схемам недостатков.

Указанная цель сравнительно легко достигается при использовании двухвального воздушного компрессора, объединяющего в едином корпусе компрессор низкого давления (КНД) и компрессор высокого давления (КВД). При этом по существу, сохраняется компоновочная схема одновальной ПГУ фирмы GE и остается неизменным все остальное оборудование.

Схема предлагаемой ПГУ приведена на рис.3. Здесь паровая турбина 1 жестко связана с компрессором низкого давления 2, а ротор компрессора высокого давления 3 приводится во вращения газовой турбиной 4, полезная мощность которой используется для привода электрического генератора 5, причем ротор КВД и ротор газовой турбины представляют собой единую конструкцию.

Заметим, что переход от одновального к двухвальному компрессору в рассматриваемом случае не нарушает его исходные аэродинамические характеристики, так как речь идет о внутри корпусных изменениях, связанных с установкой дополнительных опорного и опорно-упорного подшипников при сохранении исходного числа ступеней компрессора и их профилировании.

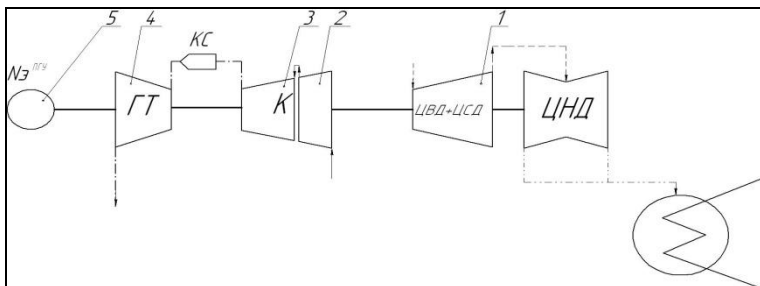


Рис.3. Компоновка ПГУ с двухкаскадным компрессором

Естественно, такие изменения ведут к увеличению осевой длины корпуса компрессора. При сохранении конструкции исходного корпуса необходимое для установки подшипников увеличение осевого расстояния можно получить путем поперечного разреза корпуса в месте разъединения исходного ротора на две части и установке в этот разрез специальной проставки с добавочными подшипниками.

Место разъединения ротора компрессора при рассматриваемых конструктивных изменениях определяется из условия равенства мощности паровой турбины и мощности, необходимой для привода выделяемых в часть низкого давления ступеней исходного компрессора.

Указанные условия сводятся к выполнению следующего равенства:

$$N_{ПТ} = Cp_e \cdot T_a \cdot G_B \cdot (e_1^m - 1) / z_{1к}$$

где $N_{ПТ}$ – мощность паровой турбины; Cp_e – теплоемкость воздуха; T_a – температура наружного воздуха; G_B – расход воздуха через компрессор; $e_1 = P1/Pa$ – степень сжатия воздуха в КНД; $P1$ – давлений воздуха за КНД; Pa – давлений воздуха перед КНД; $m = (k - 1)/k$ –показатель степени; $z_{1к}$ – КПД компрессора низкого давления.

Достигаемые при указанных изменениях в схеме одновалвных ПГУ результаты сводятся к следующему:

1. Существенно расширяются возможности регулирования мощности ПГУ, т.к. выделенный в отдельный блок паротурбокомпрессор может работать в широком диапазоне числа оборотов, обеспечивая тем самым изменение общей степени сжатия воздуха в двухвальном компрессоре и его расход.

2. Отделение паротурбокомпрессорного блока от газовой турбины позволяет почти на 40 % снизить мощность, необходимую для запуска ГТУ

только на ступенях КВД при отсутствии внешнего источника пара, необходимого для пуска паровой турбины.

3. При отсутствии связей паровой турбины с электрическим генератором ее обороты на расчетном режиме могут быть как выше, так и ниже 50 герц в зависимости от решаемой задачи. Для снижения металлоемкости паротурбокомпрессорного блока его обороты можно увеличивать свыше 50 герц, а при необходимости создания компрессора очень большой производительности его обороты целесообразно снизить до 25 герц.

Все предложенные конструктивные и компоновочные изменения практически не меняют исходных гидравлических сопротивлений, как по воздушной, так и по газовой стороне, даже с учетом необходимости разворота потока за газовой турбиной на 90° относительно ее продольной оси.

Необходимо отметить, что предлагаемый переход от одновальной ПГУ к двухвальной сохраняет все преимущества одновальных установок, как по капитальным, так и по эксплуатационным затратам, а при использовании стандартной турбины Siemens SGT5-4000F мощность новой ПГУ на базе одной газовой турбины составит порядка 400 МВт.

Библиографический список

1. **А.В. Мошкарин**, Ю.В. Мельников. Анализ тепловых схем ТЭС. Иваново: ИГЭУ, 2010.-458с.

К.В. Осинцев, к.т.н.,

(ФГБОУ ВПО ЮУрГУ (НИУ), г. Челябинск)

РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИИ УПРАВЛЕНИЯ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИМИ ПАРАМЕТРАМИ ФАКЕЛА МНОГОФУНКЦИОНАЛЬНЫХ ГОРЕЛОК ПРИ СОВМЕСТНОЙ ВЫРАБОТКЕ ТЕПЛОТЫ И УГЛЕМАТЕРИАЛОВ

Технологическое комбинирование теплопереработки и утилизации газообразных, жидких и твердых сыпучих материалов особо выгодно при наличии в исходном материале топливных компонент, сгорающих в топочном факеле с выделением дополнительной теплоты, полностью или частично компенсирующей расход основного топлива. Его яркой иллюстрацией является утилизация на котлах отходов промпредприятий – коксового и доменного газов [1, 2, 3]. Известна технология утилизации углесодержащего материала из отходов электродного производства, использующая традиционные системы пылеприготовления в мельницах и пылесжи-

гания в топках с подсветкой газовым факелом [4]. Известны способы утилизации композиционных жидкостей, в том числе и водоугольных суспензий, путем распыливания в основном газовом или пылеугольном факеле [5]. Возможна организация технологий утилизации топливных компонент с выработкой полезного товарного материала, в частности, активированного угля [6, 7]. Например, при сжигании дробленого бурого угля в установке кипящего слоя выделяют генераторный газ, который дожигают в объеме топочной камеры энергокотла, а образуемый коксовый остаток выводят для использования в собственных нуждах ТЭС (химподготовке, очистке стоков). В зависимости от режима генерирования степень обгорания коксовых частиц может колебаться в диапазоне 8 – 90 %, причем основная масса обгоревших частиц – мелкие фракции, поддерживающие горение в предтопке и выносимые с генераторным газом на дожигание в топку, а выводимые из предтопка частицы крупных фракций имеют минимальную степень обгорания, они наиболее полезны в качестве активированного продукта. Технология активирования реализуется и при непосредственном вводе в топку исходных угольных частиц. Как показывает опыт сжигания сильно запыленной пыли того же бурого угля с размером частиц до $R_{\max} \leq 4$ мм через выходное окно с факелом выносятся и частицы размером $\leq 1 - 2$ мм, частицы с размером 2 – 4 мм осаждаются в подовой части топочной камеры. Понятно, что технология активирования с применением топочного оборудования становится эффективной и управляемой при условии предварительного фракционирования вводимых угольных частиц и бесшлаковочного ведения процесса.

В топках современных котлов стремятся организовать не только бесшлаковочное сжигание топлива, но и снизить концентрацию вредных для здоровья людей и окружающей среды оксидов азота, повысить надежность горелок и их амбразур. С этой целью организуют сжигание топлива при пониженном уровне температуры («низкотемпературное» факельное сжигание) [8–12]. Перевод существующих котлоагрегатов на низкотемпературное горение связан с капитальными затратами. На кафедре промышленной теплоэнергетики ЮУрГУ разработана малозатратная технология, основанная на организации рассредоточенного ввода реагентов в топку. Такой ввод адаптирован к сжиганию в одном топочном устройстве различных топлив, а также к комбинациям выработки теплоты и теплопередачи различных материалов. Он может быть выполнен различными способами [8–14]. В топках котлов БКЗ-210-140Ф Челябинской ТЭЦ-2 реагентные потоки рассредотачивают на горизонтальных участках через индивидуальные каналы многофункциональных горелок, размещенных на

фронтных стенах топок, организуя растянутые во времени прогрев, зажигание и начальное развитие экзотермических реакций в потоках топливовоздушной смеси при неполном количестве окислителя, а также последующее поддержание горения плавной приточно-диффузионной кислородной подпиткой из потоков вторичного воздуха. В сравнении с факелом обычной топливовоздушной смеси здесь темп выделения и накопления теплоты, максимальные теплосодержание и температура имеют пониженные значения, недостаточные, в частности, для расплавления частиц сопутствующей породы, вводимых в топку с потоками топливной пыли. Это обуславливает снижение загрязнения элементов топок и горелок шлаковыми отложениями, открывает возможность ведения надежных и управляемых процессов термопереработки топливосодержащих материалов, в том числе активирования порошкообразного угля [12, 14].

Ответственным за состояние факела в топке на всех участках являются его начальные параметры, определяющие активность процесса воспламенения; последний протекает в границах участка, начинающегося от среза горелок на отметке $l = 0$ м, где температура $T = T_0$, К; степень выгорания топлива $a = 0$, а заканчивается на отметке $l = l_\phi$, м, где температура $T = T_\phi$, К; степень выгорания топлива $a = a_\phi$. Каждому виду топлива соответствуют собственные подлежащие контролю значения $l_{\phi i}$, $a_{\phi i}$, $T_{\phi i}$. Последние связаны балансовой и универсальными зависимостями для всех видов топливных реагентов:

$$dq_T = dq_B + dq_{\text{доп}} - dq_{\text{отв}} - dq_W - dq_A - dq_P - dq_{\text{рец}}, \quad (1)$$

$$D\bar{T} = \frac{T - T_0}{T_\phi - T_0} = (6\sigma^2 - 8\sigma^3 + 3\sigma^4)^{1/m}, \quad (2)$$

$$\bar{a} = a/a_\phi = (6\sigma^2 - 8\sigma^3 + 3\sigma^4)^{1/n}, \quad (3)$$

где dq_T – поток теплоты в направлении поступления топливовоздушной смеси; dq_B – тепловыделение основного топлива; $dq_{\text{доп}}$ – тепловыделение подсветочного топлива; $dq_{\text{отв}}$ – отведенный тепловой поток к экранам топки; dq_W – количество теплоты, необходимое на испарение влаги, нагрев воды и пара; dq_A – тепловые потери с балластом золы топлива; dq_P – потери теплоты на нагрев обеззоленной части топлива и воздуха; $dq_{\text{рец}}$ – потери теплоты на нагрев газов рециркуляции; $\xi = l/l_\phi$ – безразмерная длина факела, причем $\xi = 0$ на срезе горелки, а $\xi = 1,0$ на длине $l = l_\phi$; $m \approx 5$; $n \approx 3,5$ для пыли бурого угля и природного газа.

Распределения параметров (2), (3) позволяют осуществлять поиск плавно меняющихся тепловых характеристик факела.

Выводы

1. Разработанный алгоритм управления котлом, оснащенного многофункциональными горелками, позволяет выполнять переходы с одного вида топлива на другой, а также реализовывать его комбинирование без затратных перенастроек вспомогательного оборудования.

2. В процессе эксплуатации котла поддерживаются рабочие параметры топливного, газовоздушного и пароводяного трактов по режимным картам соответствующих видов топлива, их комбинации.

3. Выбор рабочих характеристик топливоподачи и пылеприготовления при подаче на котел нового вида топлива осуществляется по предварительной расчетной оценке степени выгорания и нормативным параметрам факела с последующим опытным сжиганием, наладкой и режимными испытаниями котла.

4. Переход к горелкам и топливосистемам иного типа вызовет корректировку рассмотренного алгоритма.

Библиографический список

1. Хзмалян, Д.М. Теория горения и топочные устройства / Д.М. Хзмалян, Я.А. Каган. – М.: Энергия, 1976. – 488 с.
2. Сидельковский, Л.Н. Парогенераторы промышленных предприятий / Л.Н. Сидельковский, В.Н. Юренев. – М.: Энергия, 1978. – 336 с.
3. Сжигание челябинского угля, природного, коксового и доменного газов в котлах ПК-14 ТЭЦ металлургического комбината / В.В. Осинцев, В.В. Осинцев, В.И. Кузин и др. // Промышленная теплоэнергетика. – 1989. – № 12. – С. 3–7.
4. Управление тепловой структурой факела в топках котлов БКЗ-210-140Ф с односторонней фронтальной компоновкой многофункциональных горелок при сжигании разнородного топлива / В.В. Осинцев, М.П. Сухарев, Е.В. Торопов, К.В. Осинцев // Теплоэнергетика. – 2005. – № 9. – С. 14–23.
5. Выбор технологии сжигания сгущенных шламов в энергетических котлах / А.М. Хидиятов, В.В. Осинцев, С.П. Костовецкий и др. // Электрические станции. – 1990. – № 6. – С. 12–16.
6. Кинле, Х. Активные угли и их промышленное применение / Х. Кинле, Э. Бадер. – Л.: Химия, 1984. – 216 с.
7. Результаты испытаний и совершенствование парового котла производительностью 58,3 кг/с с газогенератором твердого топлива / В.В. Осинцев, Г.Ф. Кузнецов, В.В. Петров, М.П. Сухарев // Теплоэнергетика. – 2002. – № 5. – С. 36–41.
8. Серант, Ф.А. Результаты освоения опытно-промышленного котла 820 т/ч с кольцевой топкой при сжигании азейских и ирша-бородинских углей / Ф.А. Серант, О.И. Будилов, В.Е. Остапенко, В.П. Сенов // Теплоэнергетика. – 2003. – № 8. – С. 2–10.
9. Освоение и исследование опытно-промышленного котла БКЗ-500-140-1 с тангенциальной топкой для низкотемпературного сжигания канско-ачинских углей / М.Я. Процайло, Ю.Л. Маршак, М.С. Пронин и др. // Теплоэнергетика. – 1988. – № 1. – С. 5–12.
10. Освоение и исследование котла БКЗ-420-140-9 с вихревой топкой ЛПИ / Ю.А. Рундыгин, С.М. Шестаков, Д.Б. Ахметов и др. // Теплоэнергетика. – 1988. – № 1. – С. 12–16.
11. Осинцев, К.В. Способ снижения теплового потока в направлении горелочных амбразур / Осинцев К.В. // Электрические станции. – 2009. – № 11. – С. 13–17.
12. Осинцев, К.В. Организация низкотемпературного факельного сжигания угольной пыли на котлах / К.В. Осинцев // Тяжелое машиностроение. – 2010. – № 12. – С. 15–19.
13. Перевод котла БКЗ-160 на технологию ступенчатого сжигания топлива / В.В. Осинцев, А.К. Джундубаев, В.Я. Гигин и др. // Электрические станции. – 1993. – № 3. – С. 25–29.

14. Перевод оборудования ТЭС на факельное сжигание разнородных топлив с использованием технологии рассредоточенного ввода реагентов в топку / Осинцев К.В., Сухарев М.П., Торопов Е.В., Осинцев В.В. // Теплоэнергетика. – 2008. – № 4. – С. 75 – 79.

*Е.С. Малков, асп.; рук. Б.Л. Шелыгин, к.т.н., проф.;
А.В. Мошкарин, д.т.н., проф.
(ИГЭУ, Иваново)*

ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТЕЙ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ УХОДЯЩИХ ГАЗОВ КОТЛОВ-УТИЛИЗАТОРОВ ДЛЯ СЖИГАНИЯ ДОПОЛНИТЕЛЬНОГО ТОПЛИВА

Уходящие газы котлов-утилизаторов (КУ) парогазовых установок (ПГУ) электростанций имеют температуру $95 \div 120$ °С и коэффициент избытка воздуха $3 \div 4,5$ [1, 2]. Учитывая высокое содержание кислорода в газах, в целях повышения экономичности энергоблока рационально их использование в качестве окислителя для сжигания дополнительного топлива при исключении из работы специального воздухоподогревателя. Поэтому целесообразна оценка возможностей камеры сжигания дополнительного топлива (КСДТ) в зависимости от исходных данных газотурбинной установки (ГТУ) (рис. 1).

Целью работы являлось определение величины дополнительно сжигаемого топлива в КСДТ и требуемого расхода обедненных кислородом утилизируемых газов в зависимости от значений расходов топлива и воздуха в камеру сгорания (КС) ГТУ. Важно знать, до какого значения можно снизить коэффициент избытка воздуха в газовом потоке по условиям воспламенения топливно-воздушной смеси в КСДТ и допустимой полноты сгорания горючих компонентов. В исследовании в качестве топлива принят природный газ.

Независимо от мощности ГТУ, расхода сжигаемого в ней топлива $V_{ГТУ}$ и количества подаваемого воздуха в КС, с увеличением дополнительно сжигаемого в КСДТ топлива $V_{доп}$ требуется более высокий расход окислителя (рис. 2). При повышении расхода требуемого кислорода его концентрация на выходе из КСДТ снижается. Так при $b_{ГТУ} = 4,0$ и увеличении относительного расхода $V_{доп}/V_{ГТУ}$ от 0 до 0,3 значение $O_{2(КСДТ)}^{вых}$ снижается от 15,33 до 14 %. В случае пониженной величины $b_{ГТУ} = 3,2$ соответствующее снижение $O_{2(КСДТ)}^{вых}$ более существенное (на 2,1 %).

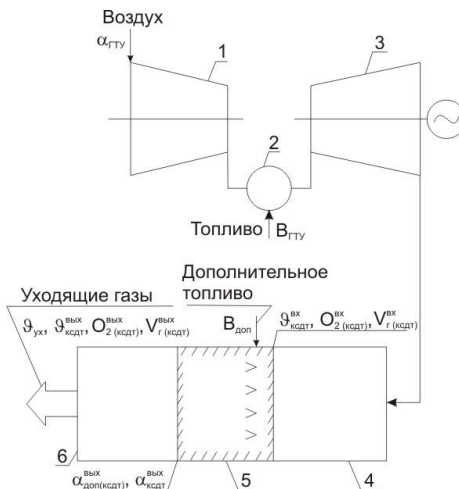


Рис. 1. Схема утилизации газов ГТУ и использования их в качестве окислителя при сжигании дополнительного топлива: 1 – компрессор (ОК), 2 – КС ГТУ, 3- ГТ КУ, 5 – КСДТ, 6 – газовый подогреватель (ГПВ)

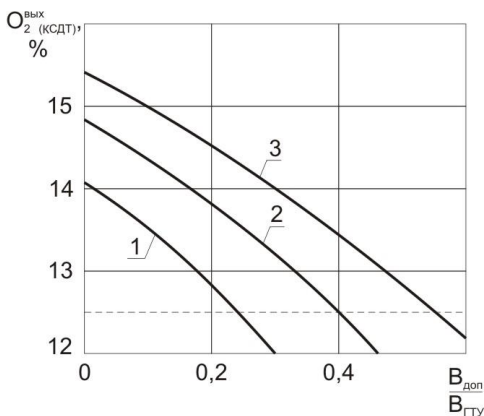


Рис. 2. Зависимость концентрации кислорода в газах на выходе из КСДТ от относительного расхода дополнительного топлива при различных значениях коэффициента избытка воздуха на входе в ГТУ ($\alpha_{ГТУ}$): 1 – 2,0; 2 – 3,6; 3 – 4,0

Согласно [2] для ПГУ с КУ эксплуатация горелочных устройств по условию устойчивости воспламенения топливно-воздушной смеси и нормальной полноте сгорания природного газа концентрация кислорода в газовом потоке должна быть не менее 12 % при коэффициенте избытка воздуха 2,0.

В случае принятого в работе допустимого значения $O_{2(КСДТ)}^{вх} = 12,5\%$ возможное отношение $V_{доп}/V_{ГТУ}$ при $\alpha_{ГТУ} = 4,0$ составляет 0,55. При снижении $\alpha_{ГТУ}$ до 3,2 эта величина не превышает 0,24.

Для ГТУ с увеличением $\alpha_{ГТУ}$ от 3,2 до 4,0 при расходе кислорода уходящих газов в случаях снижения концентрации $O_{2(КСДТ)}^{ВЫХ}$ до значений 12,5÷13,5 % относительный расход топлива в КСДТ может достигать $V_{доп}/V_{ГТУ} = 0,32 \div 0,54$ (рис. 3).

Дальнейшее увеличение расхода топлива в КСДТ при пониженных значениях $O_{2(КСДТ)}^{ВЫХ}$ (менее 12,5 %) невозможно из-за ухудшения устойчивости воспламенения топливно-воздушной смеси и снижения полноты сгорания веществ.



Применительно к современным ГТУ, в случаях $\alpha_{ГТУ} = 3,5 \div 3,8$ и допустимой величине $O_{2(КСДТ)}^{ВЫХ} = 12,5$ %, предельное значение относительного расхода топлива $V_{доп}/V_{ГТУ}$ может достигать 0,33÷0,44.

Коэффициент избытка воздуха за КСДТ по отношению к дополнительно сжигаемому топливу:

$$\alpha_{доп(КСДТ)}^{ВЫХ} = \frac{V_{В(КСДТ)}^{ВЫХ}}{\eta_{ср} V^o V_{доп}} = 1,015 \frac{V_{ГТУ}}{V_{доп}} (\alpha_{ГТУ} - 1) - 1.$$

При неизменной мощности ГТУ (при постоянных расходах топлива $V_{ГТУ}$ и воздуха в КС) с увеличением расхода дополнительно сжигаемого топлива в КСДТ $V_{доп}$ возрастает расход кислорода газов на его окисление (рис. 4). В случаях повышения $V_{доп}/V_{ГТУ}$ от 0,2 до 0,5 для диапазона $\alpha_{ГТУ} = 3,2 \div 4,0$ значения $\alpha_{(КСДТ)}^{ВЫХ}$ снижаются до 3,5÷5,3.

Коэффициент избытка воздуха за КСДТ по отношению к общему расходу топлива $V_{ГТУ}$ и $V_{доп}$:

$$\alpha_{(КСДТ)}^{\text{вых}} = \frac{V_{\text{В (КСДТ)}}^{\text{вых}}}{V_{\text{В (КСДТ)}}^{\text{доп+ГТУ}}} = \frac{\alpha_{\text{ГТУ}}}{1 + 0,985 \frac{V_{\text{доп}}}{V_{\text{ГТУ}}}} - 1.$$

Применительно к общему расходу топлива ($V_{\text{доп}} + V_{\text{ГТУ}}$) значение $\alpha_{(КСДТ)}^{\text{вых}}$ снижается до $1,15 \div 1,63$ (рис. 5). Таким образом, при отношении $V_{\text{доп}}/V_{\text{ГТУ}}$ выше 0,35, количество располагаемого окислителя практически полностью израсходовано.

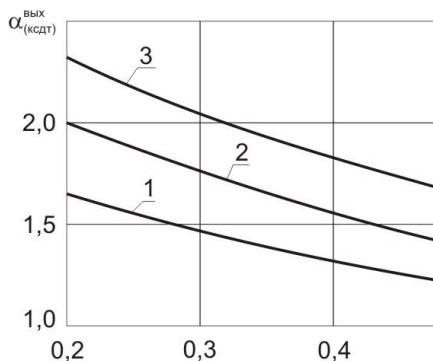


Рис. 4. Зависимость коэффициента избытка воздуха КСДТ применительно к дополнительно сжигаемому пиву от его относительного расхода при различных коэффициентах избытка воздуха на входе в ГТУ ($\alpha_{\text{ГТУ}}$): 1 – 2; 2 – 3,6; 3 – 4,0

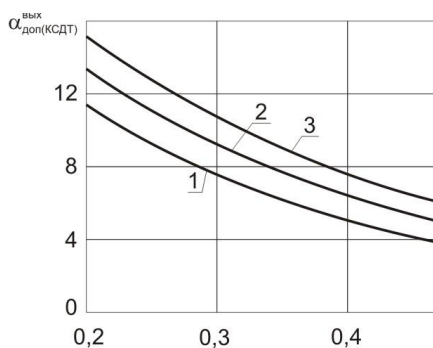


Рис. 5. Зависимость коэффициента избытка воздуха КСДТ от относительного расхода топлива при различных коэффициентах избытка воздуха на входе в ГТУ ($\alpha_{\text{ГТУ}}$): 1 – 3,2; 2 – 3,6; 3 – 4,0

Библиографический список

1. Анализ направлений развития отечественной теплоэнергетики / А.В. Мошкарин, М.А. Девочкин, Б.Л. Шельгин, В.С. Рабенко; под ред. А.В. Мошкарин / Иван. гос. энерг. ун-т. – Иваново, 2002. – 256 с.
2. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций; под ред. С.В. Цанева. – М.: Изд-во МЭИ, 2002. – 574 с.

Е.С. Малков, асп.; рук. Б.Л. Шельгин, к.т.н., проф.;

А.В. Мошкарин, д.т.н., проф.

(ИГЭУ, Иваново)

СРАВНЕНИЕ ВАРИАНТОВ ДОПОЛНИТЕЛЬНОГО СЖИГАНИЯ ТОПЛИВА НА ПГУ-ТЭЦ

Интенсивное развитие газотурбостроения в течение последних десятилетий, обусловленное успехами в материаловедении, технологиях проектирования и эксплуатации газотурбинных установок (ГТУ) и их элементов, привело к росту КПД ГТУ до 45 % и единичной мощности до 350 МВт. Парогазовые установки утилизационного типа (ПГУ) на основе современных ГТУ являются наиболее совершенными энергетическими установками на газообразном топливе по показателям экономичности и маневренности.

Выхлопные газы энергетических газотурбинных установок имеют достаточно высокую температуру и высокое содержание кислорода. Следовательно, их можно рассматривать в качестве малоактивного окислителя процесса горения. На ПГУ-ТЭЦ дожигание топлива (прежде всего природного газа) выполняется с целью стабилизировать параметры газа перед котлом-утилизатором (КУ), увеличить мощность установки, и кроме того, повысить отпуск тепловой энергии внешним потребителям.

В современных ПГУ, в основном, используются схемы с одноступенчатым и двухступенчатым дожиганием (рис. 1).

Котел с одной КД предназначен преимущественно для выработки максимального количества пара необходимых параметров. Более глубокое охлаждение газов после экономайзера осуществляется изменением нагрузки ГСП.

В котле с двумя КД существуют определенные ограничения, обуславливающие компоновку поверхностей теплообмена в котле. Прежде всего, это относится к температуре газов на входе во вторую КД, установленную перед ГСП. По рекомендации производителей КУ эта температура не должна быть ниже 250 °С для обеспечения полного выгорания дожигаемого топлива. Парогенерирующие поверхности не должны снижать температуру газов перед второй КД ниже этого значения. Соответственно возрастает тепловая нагрузка ГСП (при равенстве потерь теплоты с уходящими газами). В этом заключается существенное отличие КУ с двумя КД от КУ с одной КД.

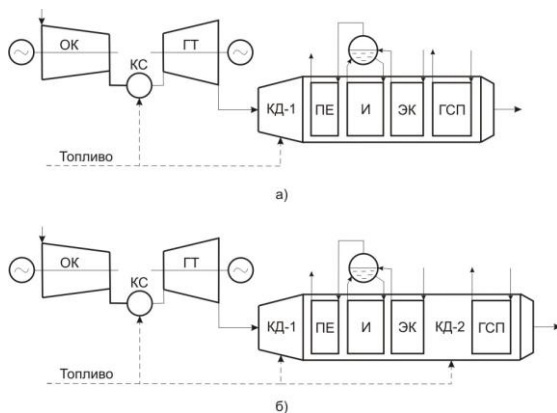


Рис. 1. Тепловая схема энергетического модуля ПГУ-ТЭЦ с одноконтурным КУ: а – одноступенчатое дожигание топлива, б – двухступенчатое дожигание топлива

Организация дожигания предъявляет довольно жесткие требования к горелочным устройствам камеры дожигания. Они должны обеспечить высокую полноту сгорания топлива, устойчивое горение при высоких скоростях набегающего потока выхлопных газов ГТУ, надежное воспламенение дожигаемого топлива, создание равномерного температурного поля после горелок, их малое гидравлическое сопротивление [1].

Применение дожигания топлива в среде выходных газов следует проводить с учетом влияния нагрузки современных энергетических ГТУ на параметры этих газов. Возможно использование в этих ГТУ входного и поворотных направляющих аппаратов (ВНА и ПНА) компрессоров [2].

Повышение степени балластирования выхлопных газов ГТУ инертными газами ухудшает полноту сгорания топлива и сужает область его устойчивого горения в зависимости от коэффициента избытка воздуха. Существует некая критическая точка, ниже которой горение дожигаемого топлива невозможно. По данным ВТИ при температуре газов в пределах $400 \div 550$ °С и содержании кислорода в окислителе $13 \div 19$ %, устойчивое горение возможно до значений $\alpha = 4 \div 5$. При $O_2 < 15$ % и температуре окислителя $100 \div 150$ °С интервал устойчивой работы горелочного устройства резко сужается. Таким образом, при определенных условиях ($O_2 < 13 \div 13,5$ % и $T_{\Gamma} < 100 \div 150$ °С) в горелки камеры дожигания необходима подача дополнительного воздуха в зоне рециркуляции. В тепловых схемах ПГУ с котлами-утилизаторами эксплуатация горелочных устройств камер дожигания возможна при $O_2 > 12 \div 14$ % и $\alpha > 2$ [1].

Горелочные элементы системы дожигания топлива размещают в газоходу между диффузором газовой турбины и котлом-утилизатором с одинаковыми промежутками поперек его сечения, что обеспечивает равномерность температурного профиля в процессе работы. Расположение горелочных устройств выполняют таким образом, чтобы их сопротивление не превышало 100÷130 Па. Температура газов после камеры дожигания не должна превышать 750÷800 °С, чтобы избежать повреждения корпуса котла и других его элементов.

Дожигание топлива в конденсационном режиме работы ПГУ-ТЭЦ приводит к снижению КПД производства электроэнергии для большого диапазона нагрузок ГТУ. Лишь начиная с нагрузки 50 % и ниже, можно с помощью дожигания повысить этот КПД за счет повышения параметров свежего пара.

Дожигание топлива в КУ используется на ПГУ-ТЭЦ в ряде стран мира. В Германии в проектах некоторых ПГУ-ТЭЦ предусмотрены КУ, имеющие по газовому тракту до пяти ступеней дожигания топлива, что значительно расширяет маневренные возможности ТЭЦ, но усложняет ее эксплуатацию.

Для повышения паропроизводительности КУ в тепловой схеме ПГУ-ТЭЦ можно использовать дожигание топлива, устанавливая дополнительную камеру дожигания между пароперегревателем и испарителем контура ВД пара.

Дожигание топлива существенно повышает электрическую мощность ПГУ конденсационного типа, уменьшая их экономичность. Дожигание топлива на ГТУ-ТЭЦ и ПГУ-ТЭЦ одновременно увеличивает как электрическую, так и тепловую мощность установок и в определенных условиях может повышать их энергетические показатели.

Библиографический список

1. Цанев С.В., Буров В.Д., Торжков В.Е. Дожигание топлива в тепловой схеме конденсационных парогазовых установок с котлами-утилизаторами одного давления: Учеб. пособие. – М.: Издательство МЭИ, 2004. – 48 с.
2. Цанев С.В., Буров В.Д., Ремезов А.Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций: Учебное пособие для вузов / Под ред. С.В. Цанева – М.: Издательство МЭИ, 2002. – 584 с.

*А.Л. Подосинникова, студ.; рук. Г.В. Ледуховский, к.т.н., доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ПОСТАНОВКА ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ ПО ОПТИМИЗАЦИИ ЗАГРУЗКИ ДВУХ ОДНОТИПНЫХ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН

Переход тепловых электростанций (ТЭС) к работе в условиях оптового рынка электроэнергии и мощности стимулирует развитие способов эффективного управления режимами работы энергетического оборудования. От эффективности использования каждого агрегата напрямую зависят показатели экономичности и величина прибыли ТЭС.

В предшествующие годы активизировались работы по созданию прикладных программных комплексов для оптимизации режимов работы оборудования ТЭС. Основные методы оптимального распределения тепловых и электрических нагрузок между параллельно работающими турбоагрегатами, энергетическими котлами, энергоблоками, установками и аппаратами потребителей собственных нужд ТЭС, а также навыки работы с компьютерными программами соответствующего прикладного назначения становятся необходимыми элементами системы знаний современного специалиста, занимающегося эксплуатацией оборудования ТЭС.

На кафедре ТЭС ИГЭУ с 2009 года разрабатывается учебно-лабораторный комплекс по оптимизации режимов работы модельной теплоэлектроцентрали (ТЭЦ), включающий собственно прикладной программный комплекс и его методическое обеспечение. Комплекс предназначен для использования в цикле лабораторных работ по курсу «Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологиях», изучаемому студентами профиля «Тепловые электрические станции». Лабораторные работы, реализуемые в рамках цикла, иллюстрируют особенности совместного оптимального распределения тепловых и электрических нагрузок между теплофикационными турбоагрегатами, как наиболее сложного и трудоемкого объекта оптимизации режимов работы энергетического оборудования [1].

Задачей настоящего этапа является постановка одной из лабораторных работ, суть которой состоит в построении с использованием оптимизационного программного комплекса диаграмм оптимальной и наиболее неоптимальной загрузки по электрической мощности двух одноступенчатых теплофикационных турбоагрегатов Т-100/120-130 ТМЗ.

По условиям задачи турбоагрегаты работают в параллель по свежему пару, питательной воде, электрической мощности и сетевой воде; заданы значения требуемой суммарной тепловой нагрузки с сетевой водой, суммарный расход сетевой воды и температура обратной сетевой воды. Каждый из турбоагрегатов может находиться в резерве или работать в следующих режимах: конденсационном, теплофикационном по тепловому или электрическому графикам нагрузок при одно- или двухступенчатом подогреве сетевой воды. Заданы также границы регулировочных диапазонов изменения расхода сетевой воды через подогреватели теплофикационной установки, давления пара в камерах нижнего или верхнего (в зависимости от режима работы) теплофикационных отборов. Регулировочные диапазоны изменения тепловой нагрузки теплофикационного отбора пара и электрической мощности принимаются в соответствии с энергетическими характеристиками турбоагрегатов. Теплофикационная установка имеет регулируемый байпас по сетевой воде помимо всех подогревателей.

Показатели работы прочего энергетического оборудования, необходимые для расчета удельных расходов топлива на отпуск тепловой и электрической энергии, условно принимаются неизменными: КПД нетто группы энергетических котлов 89,9 %, КПД теплового потока 98,0 %, расход тепла на собственные нужды турбоагрегатов 1 % и т.д.

Оптимизационный программный комплекс позволяет найти как оптимальное, так и наиболее неоптимальное распределение суммарных тепловой и электрической нагрузок между турбоагрегатами; в параметры оптимизации входит и потокораспределение сетевой воды между теплофикационными установками и байпасом. Основой математической модели являются энергетические характеристики реального турбоагрегата. В расчетах учитывается возможность работы турбоагрегатов в различных режимах, ограничения регулировочных диапазонов изменения параметров, в том числе и динамические, показатели работы конденсационной установки, системы регенерации. Критерием оптимизации в зависимости от режима расчета (поиск оптимального или наиболее неоптимального режима) является минимум или максимум расход топлива группой энергетических котлов.

В ходе выполнения вариантных расчетов (рис. 1) студент формирует сводную таблицу результатов, по данным которой выполняется построение диаграмм оптимальной и наиболее неоптимальной загрузки турбоагрегатов. В зависимости от суммарной электрической мощности группы турбоагрегатов требуется построить зависимости кода режима работы каждого турбоагрегата, электрической мощности турбоагрегатов, расхода

сетевой воды через их теплофикационные установки и через байпас, тепловой нагрузки теплофикационного отбора турбоагрегатов, температуры сетевой воды за теплофикационными установками и за точкой смешения с байпасным потоком сетевой воды (рис. 2), давления пара в камере верхнего или нижнего (в зависимости от режима работы) теплофикационного отбора турбоагрегатов, удельного расхода тепловой энергии брутто на выработку электроэнергии каждым турбоагрегатом и усредненного по группе значения этого показателя, расхода топлива энергетическими котлами (рис. 3).

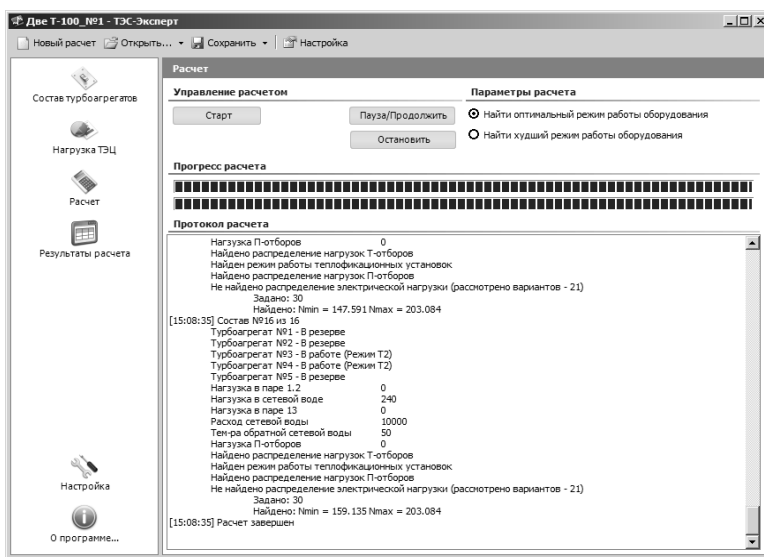


Рис. 1. Пример одного из диалоговых окон оптимизационного программного комплекса

Анализ полученных в ходе выполнения расчетов данных позволяет сделать выводы относительно потенциала энергосбережения (в данном случае – экономии топлива), связанного с оптимизацией распределения нагрузок между параллельно работающими агрегатами, а также выявить (после обобщения результатов выполнения работы группой студентов при разных заданных уровнях суммарной тепловой нагрузки турбоагрегатов) некоторые общие закономерности, характерные для случая распределения нагрузок между однотипными агрегатами: вопреки рекомендациям, содержащимся в ряде нормативно-технических документов, оптимальным почти никогда не является равномерное распределение нагрузки между агрегатами одного типоразмера.

Для постановки предложенной лабораторной работы разработаны методические материалы, содержащие варианты заданий и пример выполнения лабораторной работы, а также общие методические рекомендации по проведению расчетов с использованием оптимизационного программного комплекса. Методические указания, содержащие указанную информацию, представлены в виде печатного издания, а также в виде электронного пособия, включенного в меню «Помощь» собственно учебно-лабораторного программного комплекса.

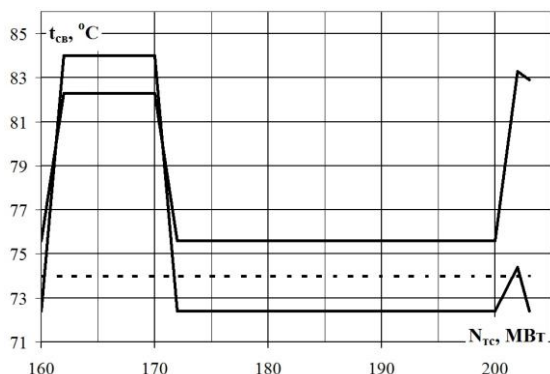


Рис. 2. Пример зависимости от суммарной электрической мощности $N_{тс}$ температуры сетевой воды $t_{св}$ за теплофикационными установками турбоагрегатов (сплошные линии) и после смешения с байпасным потоком сетевой воды (пунктирная линия) для случая оптимального распределения нагрузок между турбоагрегатами

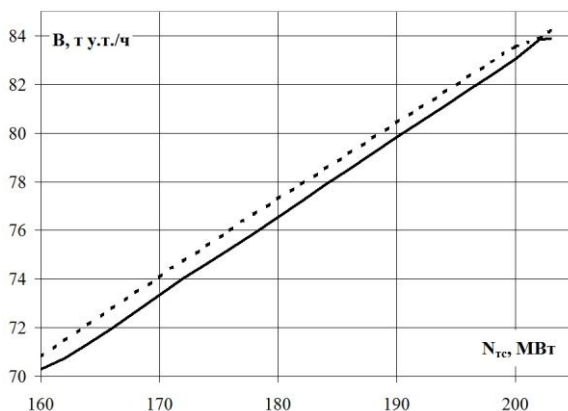


Рис. 3. Пример зависимости от суммарной электрической мощности $N_{тс}$ суммарного расхода условного топлива энергетическими котлами B для случаев оптимального (сплошная линия) и наиболее неоптимального (пунктирная линия) распределения нагрузок между турбоагрегатами

Библиографический список

1. Учебно-лабораторный комплекс по оптимизации режимов работы теплофикационных турбоагрегатов / Ледуховский Г.В., Поспелов А.А., Борисов А.А. // Вестник ИГЭУ, 2010, вып. 2. с. 11-14.

*С.И. Мышкин, студ.; рук. Г.В. Ледуховский, к.т.н., доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

РАСШИРЕНИЕ ЧЕРЕПЕТСКОЙ ГРЭС УГОЛЬНЫМИ ЭНЕРГО- БЛОКАМИ С ТУРБОАГРЕГАТАМИ К-225-12,8-4Р

Строительство новых энергетических мощностей – одна из важнейших задач энергетической отрасли России. В настоящее время приоритетными направлениями является создание парогазовых энергоблоков, сжигающих газообразное топливо, и традиционных паротурбинных энергоблоков, работающих на угле. Примером высокоэффективного решения является реализуемый в настоящее время проект расширения Черепетской ГРЭС двумя угольными блоками мощностью по 225 МВт с котлами, работающими по технологии циркулирующего кипящего слоя (ЦКС).

Угольный энергоблок установленной электрической мощностью 225 МВт, установленной тепловой мощностью 65 Гкал/ч с котлом ЦКС имеет проектный электрический КПД 42,7 % и удельный расход топлива на отпуск электроэнергии 288 г у.т./кВт·ч. В состав энергоблока входит паровой энергетический котел Еп-630-13,8-565/570КТ (модель ТПЕ-223) производства ОАО «ЭМАльянс» и турбоагрегат К-225-12,8-4Р производства ОАО «Силловые машины».

Турбоагрегат К-225-12,8-4Р представляет собой трехцилиндровую конденсационную паровую турбину (ЦНД – двухпоточный) с однократным промежуточным перегревом пара и относится к турбинам нового поколения для заданного уровня мощности и параметров свежего пара (табл. 1). Фактически турбоагрегат К-225-12,8-4Р – это глубоко переработанная турбина К-200-130 ЛМЗ. Турбоагрегат оборудован электронно-гидравлической системой регулирования, причем электронная часть системы регулирования и защит адаптирована для работы с современными системами контроля и управления.

Таблица 1. Основные параметры турбоагрегата К-225-12,8-4Р

Наименование параметра, единица измерения	Значение
1. Мощность электрическая номинальная / максимальная, МВт	225 / 230
2. Давление свежего пара / пара горячего промперегрева, МПа	12,8 / 2,4
3. Температура свежего пара / пара горячего промперегрева, °С	540 / 540
4. Номинальный расход свежего пара, т/ч	540
5. Номинальная температура питательной воды, °С	246

Компоновка турбоагрегата разработана таким образом, чтобы обеспечить возможность его установки на существующие фундаменты турбоагрегатов К-200-130 ЛМЗ с максимальным использованием имеющихся строительных конструкций (рис. 1). Проектная тепловая схема турбоагрегата имеет следующую структуру: четыре подогревателя низкого давления (ПНД), причем ПНД-2 смешивающего типа; деаэратор питательной воды; три подогревателя высокого давления (ПВД). Возможно применение и бездеаэраторной тепловой схемы. Кроме нерегулируемых отборов пара из турбоагрегата на указанные элементы системы регенеративного подогрева питательной воды допускается отпуск пара из этих отборов на собственные нужды энергоблока сверх нужд регенерации.

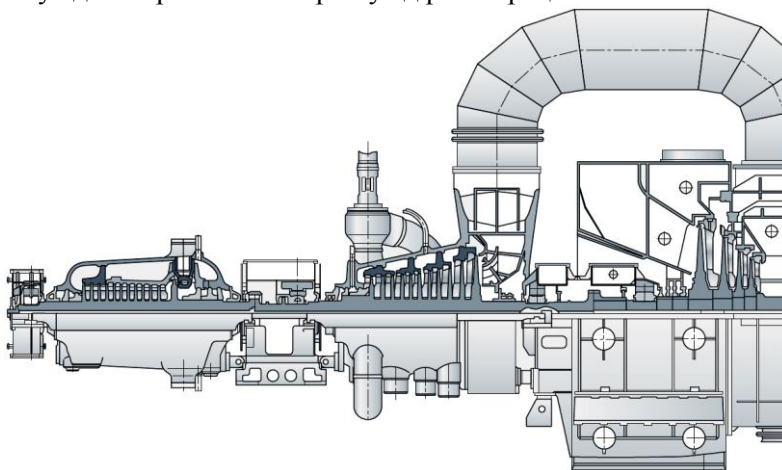


Рис. 1. Продольный разрез турбоагрегата К-225-12,8-4Р (правый симметричный поток ЦНД не показан)

В докладе отражены конструктивные и технологические решения, использованные в проекте турбоагрегата К-225-12,8-4Р, а также даны результаты сравнительных расчетов по выбору оптимального профиля тепловой схемы энергоблока, основанных на технических решениях ОАО «НПО ЦКТИ» [1].

Библиографический список

1. Разработка и опыт совершенствования схемы регенерации и её оборудования турбины К-200(225)-130 ЛМЗ / Н.Н. Трифионов, С.Б. Есин, Ф.А. Святкин, М.Г. Уханова // VI Междунар. науч.-практ. конф. «Повышение эффективности энергетического оборудования»: 6-8 дек. 2011 г. Материалы конференции. / Под ред. А.В. Мошкарина. – Иваново: ФГБОУ ВПО Ивановский госулар. энергетический университет, 2011 – 530 с, С. 17-23.

*Д.А. Мухин, студ.; рук. Г.В. Ледуховский, к.т.н., доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

МОДЕРНИЗАЦИЯ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ТУРБОАГРЕГАТА К-1000-60/1500

Вопросы увеличения степени сухости пара в процессе его расширения во влажнопаровой турбине АЭС актуальны с точки зрения обеспечения экономичности и надежности турбоустановки.

Влияние влажности пара на экономичность турбоагрегата обусловлено затратами энергии на разгон и отбрасывание капель влаги при вращении ротора, на трение потока пара о капли и пленки влаги, а также увеличением концевых потерь и тормозящим воздействием ударов капель, срывающихся пленок. Ориентировочно можно считать, что увеличение влажности пара на 1 % приводит к снижению внутреннего относительного КПД проточной части на 0,1 %.

Связь влажности парового потока с надежностью турбоустановки обусловлена процессами эрозионного и коррозионного износа конструкционных материалов.

Уменьшение степени негативного влияния влаги парового потока в проточной части турбоагрегата возможно при использовании активных или пассивных методов. Пассивные методы не изменяют влажность пара в проточной части. Среди них наиболее распространено упрочнение поверхностей лопаток, подверженных эрозии, с применением различных способов: упрочнения поверхностного слоя с использованием, например, бескобальтового стеллита, местной закалки кромок, хромирования, электроискровой обработки и др. К активным методам защиты от эрозии относятся различные способы отсоса влаги из проточной части вместе с отборами пара в нерегулируемые отборы, внутриканальная сепарация (отсос влаги с поверхностей направляющих лопаток), сбор влаги, отбрасываемой центробежными силами в щелях и каналах, использование выносных сепараторов и промежуточного перегрева пара. Наиболее часто на влажнопаровых турбинах АЭС используется целый ряд активных и пассивных методов одновременно.

В данной работе рассматривается эффективность промежуточной сепарации и перегрева пара на примере турбоагрегата К-1000-60/1500. В частности, обоснована целесообразность модернизации тепловой схемы, включающей установку сепарационных устройств на паропроводах отборов пара из цилиндра высокого давления (ЦВД), а также дополнительного

пленочного сепаратора между ЦВД и имеющимся сепаратором-пароперегревателем (СПП).

В качестве сепарационных устройств на паропроводах нерегулируемых отборов пара из ЦВД выбраны циклонные сепараторы, разработанные во Франции для АЭС «Бюже-2». Такие сепараторы применяются в турбоустановках АЭС уже около 20 лет, их комплексные испытания были выполнены в СССР ещё в 60-х годах прошлого века. Сепараторы на паропроводах отборов предназначены для борьбы с эрозионным износом металла трубопроводов и оборудования системы регенеративного подогрева питательной воды. По некоторым данным, снижение степени влажности пара с 15 до 1 % приводит к уменьшению скорости эрозии металла почти на порядок.

Ясно, что проблему эрозионного износа в этих условиях можно решить, например, применяя более эрозионно-стойкие конструкционные материалы, чем углеродистые стали, или нанося какую-либо защиту на внутренние поверхности, однако этот путь является дорогостоящим. Поэтому снижение влажности пара в трубопроводах с помощью специальных сепарационных устройств, как активный метод, является предпочтительным.

В результате расчета тепловой схемы турбоустановки с учетом вновь устанавливаемых сепараторов на паропроводы отборов выявлено, что из-за установки дополнительного элемента – циклонного сепаратора – увеличиваются гидравлические потери в паропроводах отборов пара на подогреватели, в результате на 1 °С уменьшается температура питательной воды за ПВД-7. Соответственно несколько уменьшается расход пара на турбину и мощность. Однако энтальпия греющего пара ПВД увеличивается после осушки, поэтому расходы пара на подогреватели уменьшаются. В результате КПД нетто энергоблока увеличивается более чем на 1,5 %.

Установка дополнительного пленочного сепаратора между ЦВД и СПП позволяет, как показал расчет тепловой схемы, увеличить КПД энергоблока из-за снижения влажности пара перед СПП, вследствие чего увеличивается энтальпия пара перед СПП, температура пара за СПП и снижается расход пара на ступени пароперегревателя.

В докладе приведены конструктивные схемы предлагаемых к установке дополнительных элементов тепловой схемы турбоагрегата, а также подробные результаты вариантных расчетов тепловой схемы и технико-экономических показателей работы энергоблока в целом.

*Н.А. Колотовкин, студ.; рук. Г.В. Ледуховский, к.т.н., доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ОРГАНИЗАЦИЯ ОПЕРАТИВНОГО КОНТРОЛЯ ЭКОНОМИЧНОСТИ РАБОТЫ ТУРБОАГРЕГАТОВ ПЕЧОРСКОЙ ГРЭС

В настоящее время процессы производства и распределения электрической и, отчасти, тепловой энергии в России регулируются рыночными отношениями в рамках конкурентной среды. Такие условия стимулируют производителей энергии – электростанции и объединяющие их энергетические компании – к поиску путей сокращения издержек при производстве продукции. Эта цель предполагает постановку и решение ряда задач, охватывающих не только технологическое и конструктивное совершенствование генерирующего оборудования, но и совершенствование методов контроля технического состояния, показателей экономичности, эффективности ремонтов и др. В связи с этим практический интерес представляет создание инструментов в виде прикладных компьютерных программ, обеспечивающих получение количественных данных об экономичности работы оборудования за некоторый фактически отработанный период времени, например, за оперативную смену. В докладе приведен вариант решения такой задачи применительно к турбинному оборудованию Печорской ГРЭС.

Основой для решения поставленной задачи является нормативно-техническая документация по топливоиспользованию (НТД по ТИ) электростанции, пересматриваемая и утверждаемая минимум один раз в пять лет. Система технической отчетности ТЭС построена на ежемесячном определении номинальных и фактических показателей работы оборудования. При этом под номинальным уровнем экономичности понимается достижимый на практике максимум показателей тепловой экономичности, который может быть получен при доведении технического состояния оборудования до действующих норм и оптимальных режимах его работы. Номинальные показатели определяются в соответствии с макетом расчета номинальных показателей (далее – Макетом) с использованием комплекта энергетических характеристик оборудования (далее – ЭХ). Макет представляет собой алгоритм, обеспечивающий расчет номинальных показателей работы оборудования, вплоть до удельных расходов топлива на отпуск тепловой и электрической энергии, в качестве исходных данных для которого используются фактические показатели. Макет и комплект ЭХ входят в состав НТД по ТИ каждой электростанции установленной мощ-

ностью

10 МВт и более.

На практике фактический расход топлива (как интегральный показатель) отличается от номинального, то есть возможен либо перерасход топлива относительно номинального значения, либо его экономия. То и другое называется резервом тепловой экономичности (далее – РТЭ. Положительный РТЭ – это перерасход топлива; отрицательный РТЭ – это экономия топлива. РТЭ является следствием отклонения тех или иных фактических показателей работы оборудования от соответствующих номинальных значений. То есть для анализа важно разделить общую экономию или перерасход топлива на составляющие РТЭ. Например, общий РТЭ за месяц составил 1000 тонн условного топлива, из них 500 т у.т. – из-за отклонения фактического КПД брутто котлов от номинального, 300 т у.т. – из-за отклонения фактического удельного расхода тепла брутто на выработку электроэнергии турбоагрегатами от номинального, и по 100 т у.т. – из-за превышения номинальных расходов тепловой и электрической энергии на собственные нужды. На практике важна более глубокая детализация: из указанного выше перерасхода топлива по котлам 500 т у.т., например, 100 т у.т. – перерасход из-за наличия неплановых пусков котлов, 200 т у.т. – из-за увеличенных в сравнении с номинальным значением присосов воздуха в конвективную шахту и 200 т у.т. – из-за отклонения фактической температуры уходящих газов от номинальной. Перечень таких составляющих РТЭ и методы их расчета нормированы руководящими документами. По результатам работы за каждый месяц составляются специальные отчетные формы, в которые заносятся, в числе прочего, и значения составляющих РТЭ.

В настоящей работе приведен пример разработки автоматизированного алгоритма, обеспечивающего получение количественных данных об экономичности работы турбинного оборудования Печорской ГРЭС за оперативную смену. Состав турбинного оборудования: три турбоагрегата К-210-130-3 ЛМЗ и два турбоагрегата К-215-130-1 ЛМЗ. Макет и ЭХ приняты по действующей НТД по ТИ ГРЭС, алгоритмы расчета составляющих РТЭ взяты из руководящих документов [1].

В ходе работы Макет представлен в виде автоматизированного файла MS Excel, при этом все необходимые графики энергетических характеристик турбоагрегатов переведены в электронный вид (оцифрованы) с использованием разработанного на кафедре прикладной математики ИГЭУ специального программного обеспечения (отклонение результата расчета от графического оригинала менее 0,1 %), и подключены к расчету

в виде функций средствами Visual Basic. Блок исходных данных сформирован таким образом, чтобы обеспечить возможность расчета не только номинальных показателей работы турбоагрегатов, но и составляющих РТЭ.

В результате получен полностью автоматизированный алгоритм, позволяющий после ввода исходных данных – фактических показателей работы турбоагрегатов, усредненных, например, за оперативную смену, получить значения общего РТЭ и составляющих РТЭ по каждому турбоагрегату (рис. 1).

Код оборудования	Признак вида топлива	Стационарный номер оборудования	Составляющие резерва тепловой экономичности турбоагрегатов, тонн топлива в условном исчислении								
			Удельный расход тепла брутто на выработку электроэнергии								
			Всего	в том числе						Давление пара в конденсаторе	
				Давление свежего пара	Температура свежего пара	Температура пара промпрегрева	Температура питательной воды	Неплановые пуски	Всего	В том числе температурный напор	
7 02	1	0	0	0	0	0	0	0	0		
7 02	2	52	0	0	0	8	0	46	17		
7 02	3	-48	12	0	0	-6	0	-50	-61		
7 02	4	-9	0	3	0	4	30	20	12		
7 02	5	76	0	0	29	37	0	-21	-46		
7 02	-	70	12	3	29	43	30	-5	-78		
97	02	-	70	12	3	29	43	30	-5	-78	

Рис. 1. Вид таблицы результатов расчета составляющих РТЭ

Разработанный автоматизированный алгоритм позволяет осуществлять оперативный контроль экономичности работы турбоагрегатов Печорской ГРЭС. Такой алгоритм дает возможность количественно представить результаты работы оперативного персонала за фактически отработанную смену. При этом не требуется проводить объемные расчеты, которые обычно реализуются специалистами производственно-технических отделов электростанций, поэтому на базе такого автоматизированного расчета может быть разработана система стимулирования персонала.

Библиографический список

1. Методические указания по составлению отчета электростанции и акционерного общества энергетики и электрификации о тепловой экономичности оборудования (РД 34.08.552-95): разработ. АО «Фирма ОРГРЭС», утв. Министерством топлива и энергетики РФ 24.11.95, ввод. в действие с 01.02.96, с изм. № 1 от 15.05.98 г.

*Ю.Е. Твердова, студент; рук. Г.Г. Орлов, д.т.н., проф.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

РАСШИРЕНИЕ КОСТРОМСКОЙ ТЭЦ-2 ПГУ – 210 МВт

Расширение Костромской ТЭЦ-2 парогазовым блоком мощностью 210 МВт является одним из четырех типовых проектов по расширению станций, реализуемых ОАО ТГК-2 в рамках инвестиционной программы развития отечественной энергетики до 2020 года. Аналогичные проекты будут реализованы в других регионах, например, на Тверской ТЭЦ-3, Новгородской ТЭЦ и Ярославской ТЭЦ-2. Общий объем инвестиционной программы ОАО ТГК-2 составляет более 30 млрд. рублей.

Парогазовый блок мощностью 210 МВт устанавливается в целях увеличения отпускаемой электроэнергии от Костромской ТЭЦ-2 и повышения её конкурентоспособности на энергетическом рынке. За счет применения современных технологий производства тепловой и электрической энергии улучшаются технико-экономические показатели ТЭЦ. Газотурбинная установка подключается к существующей реконструируемой части ТЭЦ, путём установки котла утилизатора, который отпускает пар для существующей паровой турбины ПТ-60-130/13 производства ЛМЗ. При этом на ТЭЦ демонтируются два энергетических паровых котлов типа БКЗ -210-140.

Для осуществления проекта намечена также реконструкция паровой турбины ПТ-60-130/13 ЛМЗ.

В настоящее время турбина ПТ-60-130/13, работающая на Костромской ТЭЦ-2 эксплуатируется с номинальными расчетными параметрами свежего пара: давление 13 МПа, температура 540 °С. Согласно техническим данным, котёл утилизатор, устанавливаемый в схеме ПГУ, позволяет получить параметры пара перед турбиной: давление 9 МПа и температуру 517 °С. Эти параметры требуют некоторой реконструкции турбины. Поэтому проект, разработанный нами, заключается в изменении конструкции турбины ПТ-60-130/13 и тепловой схемы ПГУ, что заключается в реконструкции:

- ЧСД с целью увеличения расхода пара через этот цилиндр и отдачи пара в теплофикационный отбор за счет производственного отбора, при этом сохраняется объемный максимальный пропуск свежего пара и расход пара в ЧНД и конденсатор турбины;
- тепловой схемы существующей части ТЭЦ с ликвидацией регенерации;
- подвода пара из контура низкого давления КУ в проточную часть турбины;
- запорной, регулирующей и защитной арматуры.

*Д.А. Корякин, студ.; Г.Г. Орлов к.т.н., проф.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ВЫБОР ТИПА ДЕАЭРАТОРА ДЛЯ ПГУ-325 МВт

Для удаления растворённого в питательной воде кислорода и углекислого газа, оказывающих коррозионное воздействие на металл трубопроводов и оборудования, применяют термическую деаэрацию воды. При нагреве воды при постоянном давлении до температуры насыщения парциальное давление и содержание в воде газов снижается до $7 \div 10$ мг/л. Кислород, оставшийся в воде после термической деаэрации, дополнительно связывается химическим реагентом – гидразин гидратом. Паровая часть ПГУ имеет упрощённую систему регенерации, поэтому встаёт вопрос, как более рационально осуществить деаэрацию питательной воды, какое давление поддерживать в деаэраторе и к какому отбору из паровой турбины подключить его.

Для ПГУ–325 было рассмотрено семь вариантов тепловой схемы:

1. схема ПГУ "связанная" с деаэратором Д–0,12 МПа и сливом дренажа из сепаратора, установленного между цилиндрами, в конденсатор; 2. схема ПГУ "связанная" с деаэратором Д–0,12 МПа и сливом дренажа из сепаратора в деаэратор; 3. схема ПГУ "несвязанная" с деаэратором Д–0,02 МПа и сливом дренажа из сепаратора в конденсатор; 4. схема ПГУ "несвязанная" с деаэратором Д–0,02 МПа и сливом дренажа из сепаратора в деаэратор; 5. схема ПГУ "связанная" с деаэратором Д–0,02 МПа и сливом дренажа из сепаратора в конденсатор; 6. схема ПГУ "связанная" с деаэратором Д–0,02 МПа и сливом дренажа из сепаратора в деаэратор; 7. схема ПГУ с деаэратором Д–0,06 МПа, встроенным в барабан низкого давления котла утилизатора.

Проведенные расчёты показали, что наибольший интерес представляют две схемы: по варианту 6 и 7. Схема по варианту 6, когда дренаж из сепаратора перекачивается насосами в Д–0,02 МПа, имеет максимальный КПД, по сравнению с рассмотренными схемами, достигающий 52,16 %.

Достоинство схемы по варианту 7 заключается в её простоте и высоком КПД достигающим 53 %. Встроенный деаэратор может быть расположен в любом месте барабана низкого давления. Работа встроенного деаэратора основана на принципе распылительной деаэрации питательной воды, поступающей из газового подогревателя или экономайзера котла утилизатора.

*И.А. Князев, студ.; Г.Г. Орлов к.т.н., проф.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ПРИМЕНЕНИЕ ТОПЛИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ДЛЯ ПРОХОЖДЕНИЯ ПИКОВЫХ НАГРУЗОК НА ТЭС

ТЭС при покрытии диспетчерского графика электрической нагрузки должны работать в соответствии с этим графиком, а поэтому встает вопрос, как обеспечить высокий КПД ТЭС при сниженной нагрузке в энергосистеме и как обеспечить покрытие пиковой части графика электрической нагрузки.

В настоящее время для повышения экономичности ТЭС при покрытии графика электрической нагрузки используют комплекс, состоящий из ТЭС и гидроаккумулирующей (ГАЭС) электростанции. Однако при таком способе ГАЭС приводит к подтоплению земель. Для прохождения пиков электрической нагрузки нами предлагается более совершенный способ – применение топливных элементов. При снижении электрической нагрузки в системе ТЭС работает с полной нагрузкой и избыточная часть энергии, по сравнению с требуемой по графику, идет на гидролиз воды для получения O_2 и H_2 . В периоды пиковой нагрузки в системе, полученные O_2 и H_2 , направляются в топливный элемент для выработки электроэнергии, тем самым повышается коэффициент заполнения графика электрической нагрузки.

Топливные элементы – это электрохимические устройства, которые могут иметь очень высокий коэффициент преобразования химической энергии в электрическую, достигающий до 80 %. КПД топливного элемента, определённый по теплоте химической реакции, теоретически может быть и выше 100% из-за того, что в работу может превращаться и теплота окружающей среды. Существует несколько типов топливных элементов: твердооксидные; с протонообменными мембранами; обратимые; прямые метанольные; расплавные карбонатные; фосфорнокислые; щелочные. Новым типом элементов, способных работать на водороде и кислороде при нормальных температуре и давлении, являются элементы с ионообменными мембранами. В этих элементах вместо жидкого электролита между электродами располагается полимерная мембрана, через которую свободно проходят ионы. Нами было проведено исследование, прохождения пиковых электрических нагрузок с применением топливных элементов с ионообменными мембранами. Достоинством этих элементов является то, что в таких элементах наряду с кислородом может использоваться воздух.

*А.А. Орлов; рук. Г.Г. Орлов. к.т.н., проф.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

СИСТЕМА ПРОМЕЖУТОЧНОЙ СЕПАРАЦИИ И ПЕРЕГРЕВА ПАРА НА АЭС

Атомная энергетика как составляющая часть электроэнергетики России обеспечивает 17 % общего производства электроэнергии в стране. В период 2015 – 2020 гг. России необходимы вводы мощностей АЭС в среднем 2,5 ГВт/год. При реализации максимального варианта к 2030 г. возможен рост установленной мощности АЭС до 60 ГВт с увеличением доли атомной энергетики в выработке электроэнергии в России, при этом снизится на ТЭС, сжигающий газ до 33 % с соответствующим уменьшением доли до 25 %.

В связи с тем, что большинство АЭС работает на насыщенном паре, то для повышения выработки электроэнергии на 1 кг пара, проходящего через проточную часть турбины в тепловой схеме блока АЭС применяют промежуточную сепарацию и перегрев пара (СПП). Сепарация пара или удаление влаги из пара можно осуществить в горизонтальных или вертикальных сепараторах.

От характеристик СПП, таких как: КПД, тип СПП, его стоимость, разделительное давление в тепловой схеме и т.п. существенно зависят технико-экономические показатели всей турбоустановки.

При проектировании и эксплуатации АЭС особое внимание уделяется типу и конструкции СПП. Турбостроительные фирмы даже для турбин одного типоразмера применяют различные конструкции СПП с тем, чтобы на основании опыта эксплуатации и исследований отработать надёжный и наиболее экономичный вариант применяемого СПП.

Исследования, выполненные фирмой «Мицубиси» на горизонтальных СПП, показали, что увеличение относительного объемного пропуска пара $G \cdot v$, проходящего через СПП, приводит к критическому падению КПД сепаратора. После проведения сопоставления различных типов сепараторов нами для исследования был выбран вертикальный сепаратор с пароперегревателем.

Проведённые нами расчеты показали, что гидравлическое сопротивление трассы, включая СПП, превышает значение, равное 0,3 МПа, которое было принято ОАО «ЛМЗ» при расчёте тепловой экономичности блока с номинальным расходом пара на турбину.

На рис. 1. приведен предлагаемый нами СПП вертикального типа. СПП ставится после ЦВД перед двухпоточным ЦСД главной турбины. Всего

таких сепараторов оказывается четыре штуки на турбину К–1000–60/1500. По результатам расчета разверки давлений между параллельными корпусами СПП, установленными на выходах из ЦВД турбины составляют:

$$\Delta p_1 - \Delta p_4 = 3,147 - 3,027 = 0,012 \text{ МПа};$$

$$\Delta p_2 - \Delta p_4 = 3,077 - 3,027 = 0,005 \text{ МПа};$$

$$\Delta p_3 - \Delta p_4 = 3,157 - 3,027 = 0,013 \text{ МПа};$$

Полученные величины превышают допустимое значение разверки давлений между СПП, равное 0,005 МПа [1, 2].

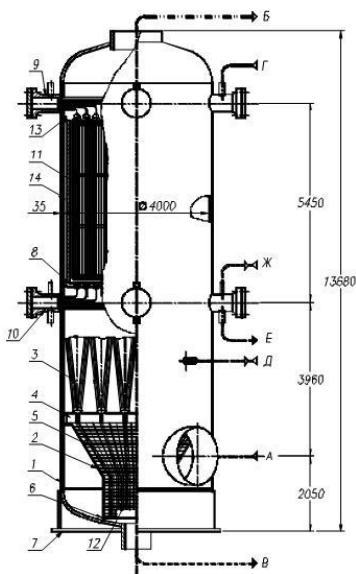


Рис. 1. Конструкция сепаратора СПП вертикально типа:

1 – корпус, 2 – вставка перфорированная, 3 – блок таранный, 4 – решетка опорная, 5 – труба отводящая, 6 – карман кольцевой (гидрозатвор), 7 – опора, 8 – сетка опорная пароперегревателя, 9 – камера подводящего пара, 10 – камера отвода конденсата греющего пара, 11 – кассета пароперегревателя, 12 – лист, 13 – щель Г-образная, 14 – вытеснитель. А – вход влажного пара, В – выход перегретого пара, В – выход сепаратора, Д – выход линии по сепарату, Е – выход конд. греющего пара, Ж – выход линии по конденсату

Пароперегреватель представляет собой поверхностный теплообменник, размещенный в верхней части корпуса СПП. Поверхность теплообмена (трубный пучок) состоит из 222 кассет, каждая из которых выполнена из продольно-оребранных труб, расположенных по треугольной разбивке. По длине трубы имеется три оребренных участка по 1,3 м каждый. Трубы в кассете по длине дистанционированы четырьмя решетками, расположенными на неоребранных участках к трубам приварено шесть U-образных корыт.

Концевые участки труб (без оребрения) сведены в пучок и завальцованы в трубных досках. К трубным доскам приварены эллиптические донышки с отверстием в центральной части. К верхнему донышку каждой кассеты непосредственно приварена труба подвода греющего пара, а к нижнему через штуцер-труба отвода конденсата греющего пара (КГП). Трубы подвода греющего пара и трубы отвода КГП другими концами завальцованы в трубных досках камер отвода греющего пара и отвода конденсата. Камеры греющего пара и конденсата приварены к трубным доскам, которые в свою очередь, приварены к корпусу СПП. На каждой камере греющего пара предусмотрен патрубок Г подвода греющего пара

и штуцер для замера давления. На каждой камеросборнике КГП имеется патрубок Е отвода конденсата в конденсатосборник.

Кассеты опираются своими ободами, приваренными тремя ребрами к нижней трубной доске, на опорную решетку. Внутри на корпусе пароперегревателя имеется вытеснитель, который описывает конфигурацию всех кассет, подходящих к корпусу и препятствует выходу пара в зазоры между корпусом и кассетами. Вытеснитель приварен к опорной решетке в верхней части к вытеснителю и к корпусу пароперегревателя по периметру приварено Г-образное кольцо, предотвращающее протечки пара в зазор между корпусом и фланцем вытеснителя.

Выход перегретого пара осуществляется через патрубок В, расположенный в верхней части СПП. Крепление сепаратора-пароперегревателя к фундаменту осуществляется с помощью опоры, приваренной к нижней части корпуса.

Библиографический список

1. РТМ 108.020.107-76 Тепловой и гидравлический расчет промежуточных сепараторов – пароперегревателей турбин насыщенного пара АЭС / Атомиздат, 1976 г.
2. РД 24.035.03-88 Расчет стационарных и динамических режимов работы системы промежуточной сепарации и перегрева пара турбоустановки АЭС / Атомиздат, 1988 г.

*И.В. Лебедев, студ.; рук. Г.Г. Орлов, к.т.н., проф.
(ИГЭУ, Иваново)*

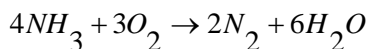
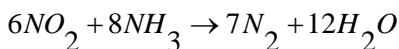
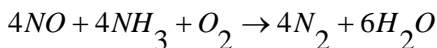
ПОДАВЛЕНИЕ ОКСИДОВ АЗОТА НА ТЭС

ТЭС являются источником выброса вредных газообразных веществ в атмосферу. Исходя из этого большинство стран мира приняли законодательные меры, регламентирующие допустимые концентрации вредных веществ в приземном слое воздуха. В последние годы установлены стандарты по допустимым выбросам в атмосферу оксидов азота (NO_2), диоксида серы (SO_2), парниковых газов. На существующих котлах концентрация NO_x должна быть не выше 450 мг/м^3 при тепловой мощности котла 50 – 500 МВт и 350 мг/м^3 при мощности более 500 МВт (директива ЕС № 88/609/ЕС от 24.11.88). Ратифицированный Государственной Думой 25.10.04 Киотский протокол устанавливает ограничения на шесть веществ, вызывающих парниковый эффект. Четыре из них (CO_2 , CH_4 , N_2O , SF_6) связаны с теплоэнергетикой.

Методы очистки дымовых газов от NO_x могут быть подразделены на сухие и мокрые, а также с использованием и без использования катализаторов для разложения образовавшихся оксидов азота. В докладе рассматриваются вопросы расчета величин образования NO_x в топках котлов различных типов, а также дается обзор существующих методов подавления этих выбросов, в их числе контролируемый химический недожог,

установка контактных экономайзеров, а также как решают проблемы выбросов оксида азота на тепловых электростанциях Италии.

Для снижения выбросов оксида азота на рассматриваемом газомазутном котле БКЗ-420-140 НГМ, работающем на одной из ТЭЦ Нижегородской области, при сжатию природного газа, нами рекомендуются процесс денитринизации путём установки под названием «Денокс» компании Хальдор Топсё. Этот процесс является каталитическим процессом по удалению окислов азота из дымовых газов котла, работающего как на газе, так и на мазуте с производительностью в пределах 126 000 ÷ 420 000 нм³/час. Восстановление окислов азота происходит путём впрыска аммиака в дымовые газы при температуре 325 ÷ 380°С в зависимости от нагрузки при прохождении газовой смеси через катализатор, где окислы азота а также NH₃ преобразуются в азот и водяной пар:



Установка «Денокс» рассчитана на степень удаления NO_x 90% при соотношении NH₃/NO_x – 0,91. При стабильных нагрузках проскок аммиака менее 5 мкг/л.

*А.А. Абрамов, Е.В. Белов, П.С. Кукушкин, студенты;
рук. Ю.Н. Муромкин, к.т.н., доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

РАЗРАБОТКА АОС ПО ИЗУЧЕНИЮ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СХЕМ ПРЯМОТОЧНОГО КОТЛА

Для обслуживания тепломеханического оборудования необходима тщательная подготовка квалифицированных кадров. На всех уровнях обслуживания важны профессиональные навыки его эксплуатации. Надежность и эффективность работы оборудования в значительной степени определяется уровнем эксплуатации, грамотностью обслуживающего персонала, его умением быстро ориентироваться в разных ситуациях и принимать правильные решения. Это возможно лишь при хорошем знании эксплуатируемого оборудования, условий его работы, сопутствующих процессов и путей управления ими.

Разрабатываемая автоматизированная обучающая система (АОС) включает в себя следующие автоматизированные учебные курсы (АУК) по изучению конструкций и технологических схем котельной установки ТГМП-314: технологические схемы обвязки паро- и мазутопроводов, входящих в энергетическую котельную установку, пусковой режим мазутопровода в пределах котла; схема газозвоздушного тракта котла; схем регулирования температуры острого и вторичного перегретого пара; схема газопроводов в пределах котла; схема пароводяного тракта котла.

АОС предназначена для обучения специалистов высших и средних учебных заведений энергетического профиля, а также может быть использована для подготовки и повышения квалификации эксплуатационного персонала котельных цехов ТЭС.

Каждый АУК представляет собой законченный программный продукт, включающий обучающий раздел и раздел контроля знаний основных положений. Учебные курсы, входящие в АОС могут изучаться самостоятельно в любой последовательности. Для повышения качества усвоения материала в программном продукте широко используется анимация.

Перечисленные АУК разработаны на основе НТД: ПТЭ, ПТБ, правил безопасности в газовом хозяйстве, правил устройства и безопасной эксплуатации паровых и водогрейных котлов Госгортехнадзора, правил безопасной эксплуатации трубопроводов и сосудов Госгортехнадзора и т.д.

Представленный АУК подготовлен в операционной системе Microsoft Windows 7 и выполнен с использованием графических редакторов Adobe Illustrator CS4 (trial), Corel Draw 12.0 (trial), анимация разработана в среде Adobe Flash CS4 (trial). Материал выполнен в среде HTML с применением средств пакета Microsoft Office 2003.

Библиографический список

1. **Инструкция** по эксплуатации котла ТГМП-314 и вспомогательного оборудования Костромской ГРЭС.
2. **Правила** технической эксплуатации электрических станций и сетей Российской Федерации – М.: СПО ОРГРЭС, 2003. – 148 с.
3. **Правила** устройства и безопасной эксплуатации трубопроводов пара и горячей воды: ПБ 10-573-03 – М.: изд. НЦ ЭНАС, 2003. – 53 с.

*А.И.Кулаков, А.А. Елизаров, студенты;
рук-ли: Б.Л. Шелыгин, к.т.н., проф.;*
А.В. Мошкарин, *д.т.н., проф.*
(ИГЭУ, г. Иваново)

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПЭВМ ДЛЯ ИЗУЧЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ПГУ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Одним из главных направлений стратегии и развития теплоэнергетики страны на период до 2020 г. является техническое перевооружение ТЭС и ввод новых генерирующих мощностей на базе прогрессивных технологий, преимущественно с использованием парогазовых установок (ПГУ), оснащенных газотурбинными установками (ГТУ) и котлами-утилизаторами (КУ).

Неотъемлемой частью процесса обучения являются практические и лабораторные занятия. Для ускорения процесса подготовки разработан автоматизированный учебный курс (АУК), который направлен на детальное изучение расчетных характеристик и показателей работы оборудования ПГУ.

Программный продукт содержит два модуля: учебный и расчетный. В учебном модуле приводятся особенности оборудования ПГУ, основные характеристики и показатели работы. В расчетном модуле представлены следующие четыре варианта схем энергоустановок различной мощности:

1. Газотурбинная надстройка конденсационного блока турбины К-200-12,8 с ГТУ V64.3A фирмы Siemens с котлом-утилизатором для нагрева части конденсата и питательной воды.

2. Газотурбинная надстройка конденсационной секции турбины Т-100-12,8 с ГТУ V94.2 фирмы Siemens с котлом-утилизатором одного давления.

3. Парогазовый блок на основе ГТГ-110 НПО «Машпроект» с котлом-утилизатором двух давлений.

4. Парогазовый блок на основе ГТУ V94.3A фирмы Siemens с котлом-утилизатором трех давлений.

Согласно индивидуальному заданию студент в определенной последовательности вводит требуемые характеристики, которые в дальнейшем используются программой для расчета показателей работы оборудования ПГУ применительно к различным условиям их эксплуатации.

Программный продукт работает в диалоговом режиме, подготовлен в операционной системе Windows с использованием графического редактора Corel Draw, Adobe Photoshop. Материал выполнен с применением средств пакета Microsoft Office.

Иллюстрация текстового материала сопровождается большим количеством рисунков, схем, графиков с применением элементов анимации. АУК способствует быстрому усвоению материала и повышает качество подготовки специалистов.

Отличающийся последовательностью, методически проработанный сценарий АУК отвечает требованиям системы интенсивного образования, повышает эффективность и скорость индивидуального обучения студентов теплоэнергетических специальностей.

А.Ю.Берёзина, Д.В.Тутыхина, Д.Д.Чистякова, студ.;

рук: Б.Л. Шелыгин, к.т.н., проф,

А.В. Мошкарин, д.т.н., проф.

(ИГЭУ, г. Иваново)

**РАЗРАБОТКА ПРОГРАММНЫХ ПРОДУКТОВ
ДЛЯ АНАЛИЗА ПОКАЗАТЕЛЕЙ КОТЛОАГРЕГАТОВ
СРЕДНЕГО ДАВЛЕНИЯ ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ
РЕЖИМАХ РАБОТЫ**

Повышение эффективности работы энергетического оборудования может быть достигнуто за счёт повышения качества подготовки эксплуатационного персонала.

Лекционные занятия, как начальный этап обучения, предназначены для общей ориентации студента в содержании преподаваемых дисциплин. Закрепление изученного материала осуществляется на практических и лабораторных занятиях. Последнее особенно актуально в условиях перехода к подготовке бакалавров при увеличении доли учебных часов на практическое изучение материалов.

Для решения поставленной задачи разработан комплекс программных продуктов, позволяющих анализировать показатели котлоагрегатов среднего давления при переменных режимах работы, который используется на следующих лабораторных работах при изучении дисциплины «Котельные установки и парогенераторы».

1. Изучение оптимального режима работы парового котла средней мощности.
2. Режимов работы пароперегревателя парового котла средней мощности.
3. Гидродинамические режимы контуров естественной циркуляции паровых котлов среднего давления.

Работы выполняются с использованием ПЭВМ. В диалоговом режиме при различных значениях паропроизводительности котлоагрегата студент вводит требуемые характеристики. По ходу выполнения работы на экран дисплея выводятся соответствующие пояснения. Если допущены ошибки, то дальнейшая работа возможна только после их исправления.

По окончании основного этапа работы студент выполняет специальное задание с изменением одного из определяющих факторов.

Отличающийся последовательностью, методически проработанный сценарий комплекса лабораторных работ способствует повышению эффективности подготовки специалистов для теплоэнергетической отрасли РФ.

Программный продукт подготовлен в операционной системе Windows с использованием графических редакторов CorelDRAW, Adobe Photoshop, анимация разработана в среде Flash Macromedia, Adobe ImageReady.

Разработка может с успехом применяться при организации учебного процесса в энергетических вузах.

*Е.С. Белов, О.А. Беляева, Д.Д. Лебедев, студ.;
рук. Н.С. Астахов, ст. преп.
(ИГЭУ, Иваново)*

ОБЗОР ПРОГРАММНЫХ КОМПЛЕКСОВ ДЛЯ РАСЧЕТА ТЕПЛОВЫХ СХЕМ ТЭС, АЭС И ПГУ

Наиболее полное техническое представление об объекте требуется как на уровне тендерного проекта, так и на первом этапе рабочего проектирования, когда ведется разработка технологических схем, выбор вспомогательного оборудования, арматуры и т.д. Наличие САПР проектирования тепловых схем требует проведение анализа их возможностей.

Структура этих САПР ориентирована на следующие виды проектных задач:

- типовых, построенных на логике сочетания известных проектных решений;
- новых, научно и технически обоснованных проектных решений, получаемых из набора типовых элементов (подогревателей, отсеков паровых и газовых турбин, насосов, конденсаторов, котлоагрегатов и его отдельных поверхностей нагрева, компрессоров), а также связей между элементами в виде трубопроводов теплоносителей (воды, пара, газа воздуха).

Анализ САПР тепловых схем ТЭС, АЭС, ПГУ, ГТУ отечественных и зарубежных разработок таких как «OMEGA», ver. 3.1 (ИГЭУ, Россия), «UNITED CYCLE» (С-Пб.ГТУ, Россия), «Boiler Designer» («ОПТСИМ-К», Россия-Германия), «Thermoflow» (США) показывает, что они различаются возможностями выполнения конструктивного и поверочного расчетов.

Ряд из них достаточно прост в освоении, однако ограничен в возможности проведения расчетов в различных режимах (UNITED CYCLE, OMEGA, GT PRO, STEAM PRO).

Программы Thermoflex, UNITED CYCLE, OMEGA позволяют вести построение тепловых схем на мониторе из набора элементов (отсеков турбин, подогревателей, насосов и т.д.).

Наличие в Thermoflow программ GT MASTER и STEAM MASTER обеспечивает возможность проведения поверочных расчетов на основе результатов конструкторского расчета, выполненного в программах GT PRO, STEAM PRO.

Это значительно упрощает выполнение проектных задач и повышает их точность при оценке показателей работы установки.

*О.С. Аввакумов, С.А. Измайлов, А.Д. Янишкин, студ.;
рук. Н.С. Астахов, ст. преп.
(ИГЭУ, Иваново)*

ПРОГРАММНЫЙ ПАКЕТ UNITED CYCLE ДЛЯ РАСЧЕТА ТЕПЛОВЫХ СХЕМ ТЭС

На современном этапе развития технологий к техническим специалистам предъявляются повышенные требования. Необходимо не только обладать определенным набором знаний в профессиональной области, но и рядом важных навыков. В частности, умением пользоваться специфическими программными комплексами. Применительно к инженерам-теплоэнергетикам, речь идет, в том числе, и о программных комплексах, позволяющих рассчитывать тепловые схемы турбоустановок. Одним из таких комплексов является United Cycle (UC), разработанный в С.- Пб. ГПУ. Пакет UC предназначен для решения задач определения наилучшей структуры и состава оборудования теплоэнергетического объекта и расчета стационарных эксплуатационных режимов работы.

В рамках пакета UC создание модели энергоустановки разделяется на четыре этапа:

1. Из стандартных изображений элементов оборудования набирается тепловая схема моделируемого объекта (рис.1). Эта схема полностью определит структуру уравнений математической модели.

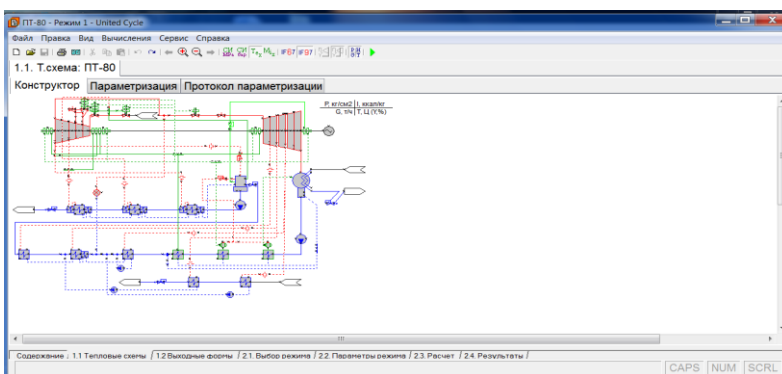


Рис. 1. Тепловая схема турбоустановки ПТ-80/100-130/13

В состав пакета UC входит база данных различных типов оборудования, которая позволяет смоделировать практически любую из существующих паротурбинных и парогазовых установок. База данных включает в себя: библиотеку изображений элементов, с обозначенными точками

входов/выходов рабочих тел, логикой соединения элементов друг с другом и с соответствующей математической моделью; пополняемую (в том числе пользователем) библиотеку параметризованных моделей объектов (т.е. с конкретными числовыми значениями коэффициентов уравнений математической модели).

2. Задаются численные значения коэффициентов уравнений математической модели (рис.2).

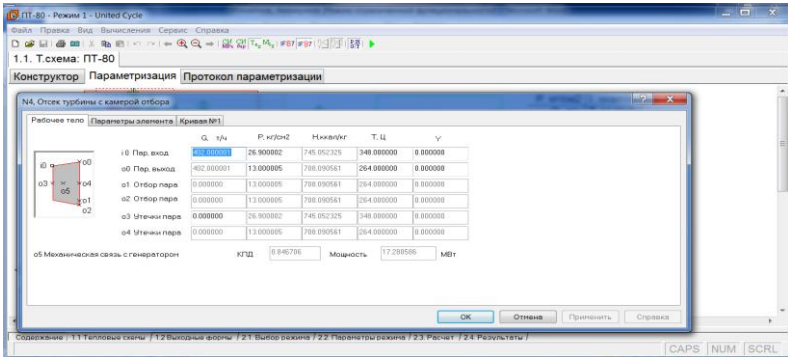


Рис. 2. Диалоговое окно ввода параметров отсека турбины с камерой отбора

3. Определяются выходные формы – упрощенное изображение части или всей тепловой схемы, для графического представления результатов расчетов режимов работы (рис.3).

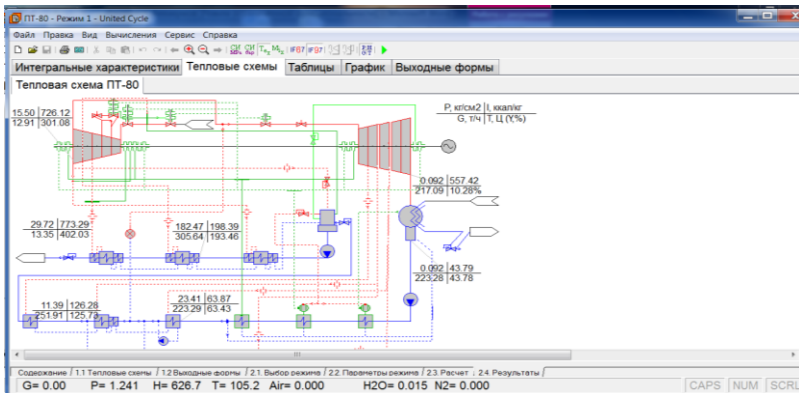


Рис. 3. Выходная форма изображения тепловой схемы

4. Производится расчет тепловой схемы, выводятся интегральные характеристики, строится процесс расширения пара в h,s-диаграмме (рис.4).

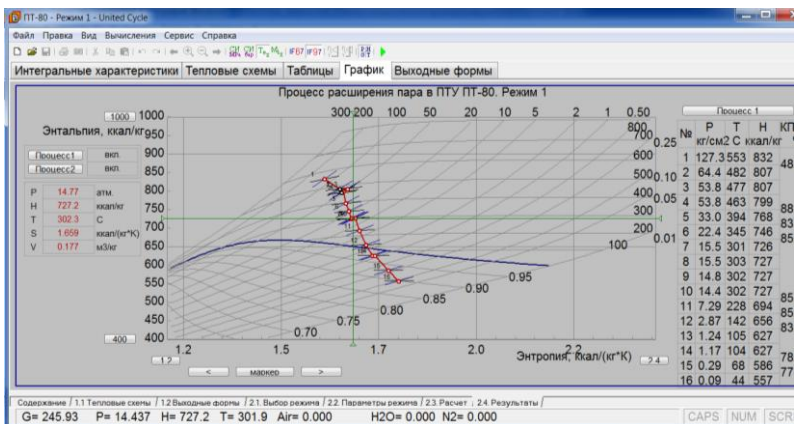


Рис. 4. Процесс расширения пара в h,s – диаграмме

Представленный программный пакет позволяет с высокой степенью точности производить расчеты тепловых схем паротурбинных и парогазовых установок. В связи с простотой в освоении, наличием русскоязычного интерфейса данный программный продукт может быть эффективно использован в процессе обучения студентов теплоэнергетических специальностей при выполнении курсовых и дипломных проектов.

*А.В. Линьков, студ.; рук. Л.Д. Яблоков, к.т.н.,
(ИГЭУ, г. Иваново)*

КОМПЬЮТЕРНАЯ ПРОГРАММА ДЛЯ ОРИЕНТИРОВОЧНОГО РАСЧЕТА ПАРОВЫХ ТУРБИН

Одним из этапов проектирования паровой турбины является тепловой расчет, который включает в себя два расчета: ориентировочный и подробный. Задачей ориентировочного расчета является: определение размеров проточной части, числа ступеней и распределения теплового перепада по ступеням.

Разработанный программный продукт предназначен для учебного ориентировочного расчета противодейственных и конденсационных турбин, в том числе и турбин АЭС, работающих на влажном насыщенном паре.

Расчет можно вести как по цилиндрам, так и по отсекам, что позволяет учитывать изменение расхода в проточной части турбины при регенеративных отборах.

Программа разработана на основе платформы .NET Framework 4.0 с использованием языка программирования C++.

Интерфейс программы достаточно удобен и прост, основан на интуитивном восприятии пользователя, разработана система рекомендаций и защит при вводе данных

Одним из компонентов программы является встроенная библиотека, включающая в себя таблицы свойств воды и водяного пара («электронная h-s-диаграмма»), с помощью которой автоматически находятся все параметры в характерных точках процесса расширения пара и тепловые перепады, что значительно облегчает расчет и экономит время пользователя.

Верификация по полученным геометрическим, теплогидравлическим характеристикам проточной части показала достаточно хорошую сходимость расчета с реальным объектом проектирования. В качестве объекта верификации была выбрана существующая турбина К-300-240 ЛМЗ.

Библиографический список

1. Капелович Б.Э. Тепловой расчет паровых турбин: Учеб.пособие./ Ивановский энергетический институт. — Иваново.: ИЭУ, 1986.

*А.С. Кремлев, студ.; рук. Е.Ю. Григорьев, асс-т,
(ИГЭУ, г.Иваново)*

ОПЫТ ОСВОЕНИЯ ПРОГРАММНОГО ПАКЕТА ANSYS CFX ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ ОСЕВОГО ВЕНТИЛЯТО- РА

Точный расчет размеров нагнетателей представляет большие трудности из-за сложной структуры потока в рабочих полостях нагнетателя. Поэтому при проектировании нагнетателей обычно используются данные, полученные при испытании нагнетателей, подобных проектируемым. Однако это допустимо лишь при соблюдении определенных условий - законов подобия.

В настоящее время применяется испытание моделей проектируемых нагнетателей, выполненных в уменьшенном масштабе, с целью проверки проекта и его корректирования. Модели строятся, как правило, с соблюдением условий подобия.

Принципиально иным подходом в проектировании нового вентилятора является проектирование на основе численного моделирования. Постепенное развитие вычислительной газодинамики в сочетании с развитием вычислительной техники позволяет решать серьезные задачи по моделированию аэродинамических процессов в турбоустановках, вентиля-

торах, компрессорах. С подобными задачами успешно справляется пакет Ansys CFX. Выбор пакета Ansys CFX в качестве средства моделирования связан с тем, что ряд компаний, например «Siemens», используют CFX при проектировании следующего поколения паровых и газовых турбин [1].

Применение подобных инженерных пакетов позволяет еще на стадии проектирования выявить особенности течения в проектируемом нагнетателе, провести оптимизацию проточной части, импортировать результаты аэродинамического расчета в другие пакеты Ansys (например, ANSYS/Multiphysics) для выявления прочностных особенностей работы соплового аппарата.

Задача по моделированию течения в осевом вентиляторе решалась путем создания геометрии исследуемой модели в Blade Modeler, генерация расчетной сетки производилась в CFX-Mesh, расчет течения – в Ansys CFX и постпроцессорная обработка результатов – в CFD-Post.

Библиографический список

1. Berlamri T., P.Garplin etc. CFD analysis of a 15 stage axial compressor. p.1, p.11, 2005, Nevada, USA.

*А.Е. Туманов, студ.; рук. В.А. Буданов, к.т.н., доц.,
(ИГЭУ, г.Иваново)*

РАСЧЕТНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ГИБРИДНОЙ МИНИ-ТЭЦ С ДОЖИГАНИЕМ АНОДНЫХ ГАЗОВ ТОПЛИВНОГО ЭЛЕМЕНТА ПЕРЕД ГАЗОВОЙ ТУРБИНОЙ

Для увеличения выработки электроэнергии на тепловом потреблении, а также для повышения общей экономичности мини-ТЭЦ с газотурбинной установкой возможно использование на мини-ТЭЦ гибридных первичных двигателей с высоким электрическим КПД. В данном случае камера сгорания ГТУ заменяется топливным элементом с твердоокисным электролитом.

Для расчётного исследования тепловой схемы была разработана её статическая модель.

Методика расчёта гибридной установки аналогична расчёту ГТУ за исключением уравнений для расчёта камеры сгорания. В данном случае она заменяется топливным элементом и камерой дожигания анодных газов.

При расчёте топливного элемента и камеры дожигания определялись электрическая мощность топливного элемента; состав, значения температуры и теплоёмкостей газов, на выходе из топливного элемента и после их дожигания.

Библиографический список

1. **Коровин Н. В.** Топливные элементы и электрохимические энергоустановки.—М.: Издательство МЭИ, 2005.

*А.А. Краснов, асп.; рук-ли С.И. Шувалов, д.т.н., проф.,
А.И. Киселев, к.т.н., доц.,
(ИГЭУ г.Иваново)*

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ПРИ СОЗДАНИИ КОМПЬЮТЕРНЫХ ТРЕНАЖЁРОВ ДЛЯ ЭКСПЛУА- ТАЦИОННОГО ПЕРСОНАЛА ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

С внедрением компьютерных технологий в повседневную жизнь всё более актуальным становится вопрос об их использовании также в сфере обучения работников электростанций. С другой стороны, нынешняя тенденция в энергетике, связанная с внедрением современных парогазовых блоков, всё более усугубляет проблему квалификации эксплуатационного персонала.

Преимущества компьютерного тренажёра в данном случае очевидны – простота в использовании, компактность, практически безграничные возможности для моделирования различных внештатных ситуаций и программирования сбоев работы оборудования.

Несмотря на то, что рассматриваемые системы присутствуют на рынке уже несколько лет, до сих пор не выработано определенного стандарта по их разработке и продукция различных организаций имеет сильные отличия, как по внутренней структуре, так и по функциональности. Однако, в той или иной степени, все они основаны на принципах математического моделирования.

В представленных материалах рассматриваются способы и приемы, использованные при моделировании работы ГТУ-110 в составе блока ПГУ-420 Рязанской ГРЭС.

Рассмотрены вопросы, связанные с вводимыми допущениями и приближениями и их влияние на показатели модели.

Также освещаются отдельные моменты, относящиеся непосредственно к построению математических моделей основного оборудования газотурбинной установки.

Обучение эксплуатационного персонала на полноценном тренажёре, точно имитирующем работу основного и вспомогательного оборудования, безусловно, позволит повысить квалификацию эксплуатационного персонала, снизить аварийность и повысить надежность работы электростанции.

Библиографический список

1. Цанев С.В., Буров В.Д., Ремезов А.Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций: Учебное пособие для вузов / Под ред. С.В. Цанева – М: Издательство МЭИ, 2002. – 584с., ил.

**С.В. Погодин, студ.; рук. А.И. Киселев, к.т.н., доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)**

КОМПЬЮТЕРНАЯ ПРОГРАММА ДЛЯ РАСЧЕТА ЛОПАТОК ТУРБИН НА ПРОЧНОСТЬ

Расчет турбины состоит из нескольких неотъемлемых частей. Одной из них является прочностной расчет турбоагрегата. Его задачей является определение действующих напряжений (изгиба, растяжения, термических и т.д.) в элементах агрегата и определение наиболее напряженных участков (точек). Методики и программное обеспечение постоянно совершенствуются.

Разрабатываемый программный продукт предназначен для учебного ориентировочного расчета лопаток турбин на определение растягивающих и изгибающих напряжений по высоте пера.

Расчет возможно проводить для стандартных лопаток постоянного профиля так и для профилированных по известным законам закрутки.

Интерфейс программы прост и удобен. Имеется меню выбора методики расчета, панель ввода исходных данных, необходимых непосредственно для расчета. Вычисления выполняются по методике, изложенной в лекционном курсе «Динамика и прочность турбомашин», читаемого для студентов специальности «Газотурбинные, паротурбинные установки и двигатели».

Методики основаны на распределении площади поперечного сечения пера лопатки по высоте: постоянная площадь, линейный закон, показательный закон.

Результаты вычислений сводятся в таблицу для удобства работы, строится эпюра распределения напряжений по высоте, выводятся отдельно характеристики наиболее напряженной точки по высоте. Количество сечений задается по желанию пользователя. Предусмотрена возможность проведения параллельного расчета несколькими методами для сравнения результатов.

Результаты расчета имеют достаточно хорошую сходимость с результатами методики КРТ (Комплексный Расчет Турбин) ОАО «Калужский турбинный завод» на примере лопатки ПТ Т-12-3.5/0.12-Синар. Погрешность расчета относительно методики КРТ менее 5%.

Библиографический список

1. Костюк А.Г. Динамика и прочность турбомашин: учебник для вузов / А. Г. Костюк. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательский дом МЭИ, 2007. –476с.: ил.

*В.А. Вержиховский, студ.; рук. А.И. Киселев, к.т.н., доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

РАЗРАБОТКА КОМПЛЕКСА КОМПЬЮТЕРНЫХ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ ПО ДИСЦИПЛИНЕ МЖТ

Изогнутые трубы и каналы являются распространенными элементами энергетического оборудования. Для определения потерь энергии и их снижения в этих каналах необходимо знать структуру потока.

Для изучения структуры потока существует несколько лабораторных работ. Однако, вследствие износа материальных фондов была поставлена задача моделирования натуральных испытаний в виде компьютерной программы, которая позволила бы с достаточной степенью точности рассчитывать реальный физический процесс. Ниже описана методика расчета для лабораторной работы по исследованию течения потока в криволинейном канале.

В нашем случае, из-за малых чисел Маха, рабочую среду (воздух) можно считать невязкой и несжимаемой. Уравнения для таких течений сводятся к уравнению Лапласа для потенциала скоростей

$$\nabla^2 \Phi = 0$$

Решение уравнения позволяет определить распределение давлений по поверхности тела, затем, определить потери энергии в канале.

Представленное выше уравнение может быть решено конечно-разностными методами, методом конечных элементов или спектральными методами. Однако более эффективными оказываются методы, основанные на суперпозиции простых точных решений уравнения.

В авиационной промышленности такие методы называются *панельными*. Название метода связано с разделением поверхности тела на ряд соприкасающихся панелей. С каждой из панелей связывается источник, плотность интенсивности которого определяется на промежуточной стадии решения. Отдельный панельный источник тесно связан с изолированным источником. Панельные источники, помещенные в однородный поток, движущийся с определенной скоростью, создают потенциал Φ . Решая ряд уравнений и матриц, находится распределение плотностей

источников. После этого можно найти компоненты скорости, обусловленные внесением тела в поток, а затем - распределение давлений.

Секция 2. ПРОМЫШЛЕННАЯ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА

*Председатель секции зав. кафедрой «Промышленная
теплоэнергетика» д.т.н., проф. В.П. СОЗИНОВ*

Секретарь секции к.т.н., проф. В.М. ЗАХАРОВ

Д.И. Иванов, асп.; рук. Ю.В. Видин, к.т.н., проф.

(СФУ, Г. КРАСНОЯРСК)

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕРМОИЗОЛЯЦИОННОЙ ПРОСЛОЙКИ ИЗ ВЕРМИКУЛИТА ДЛЯ ТЕПЛОИЗОЛЯЦИИ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ ВОДЯНЫХ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ НИЗКОТЕПЛОПРОВОДНЫМИ МАТЕРИАЛАМИ ИЗ ВСПЕННОГО КАУЧУКА

Получившая в последнее время широкое распространение тепловая изоляция из вспененного каучука имеет очевидные плюсы, такие как низкий коэффициент теплопроводности, долговечность. Но при эксплуатации систем теплоснабжения с температурой теплоносителя более 120 °С происходит ухудшение теплоизоляционных свойств, деформация, деструкция материала и, как следствие, увеличение тепловых потерь.

Для решения данной проблемы предлагается использовать в качестве прослойки между трубой и вспененным каучуком термостойкий материал – вермикулит. Как показывает мировая практика, вермикулит является простым и эффективным теплоизоляционным материалом. Теплопроводность вермикулита Татарского месторождения Красноярского края составляет при различной температуре от 0,057 до 0,087 Вт/мК.

Теоретическое значение теплопроводности сложной (двухслойной) изоляции трубы находится из условия:

$$\Delta T = \Delta T_1 + \Delta T_2 = q_1 \cdot \lambda \cdot \nu \cdot (d_2 / d_1) / (2 \cdot \pi \cdot \lambda_{из}),$$

где $\Delta T_1 = T_1 - T_2$; $\Delta T_2 = T_3 - T_2$; q_1 – количество теплоты (тепловой поток), проходящее через стенку трубы, отнесенное к единице длины; $\lambda_{из}$ – тепло-

проводность изоляционного материала, Вт/(м°C); d_1 и d_2 – внутренний и наружный диаметры теплопровода соответственно, м;

$$\Delta T_1 = q_1 \cdot \ln(d_2 / d_{21}) / (2 \cdot \pi \cdot \lambda''_{из});$$

$\Delta T_1 = q_1 \cdot \ln(d_{21} / d_1) / (2 \cdot \pi \cdot \lambda'_{из});$ d_{21} – наружный диаметр первого изоляционного слоя, м; $\lambda'_{из}$ – теплопроводность первого слоя изоляции (вермикулит), Вт/м; $\lambda''_{из}$ – теплопроводность второго слоя изоляции (вспененный каучук), Вт/м; T_1 – температура рабочего тела внутри трубы °С; T_2 – температура наружной поверхности трубы, °С; T_3 – температура на поверхности раздела изоляционных слоев, °С.

Отсюда:

$$\lambda_{из} = \lambda'_{из} \cdot \lambda''_{из} - \ln(d_2 / d_1) / [\lambda''_{из} \cdot \ln(d_2 / d_{21}) + \lambda'_{из} \cdot \ln(d_{21} / d_1)]$$

Выбор толщины изоляции теплопроводов проводился в зависимости от условий прокладки, типа рабочего тела, температуры рабочей среды, климатических условий региона, типа изоляции, величины нормативных потерь тепла.

Для надземной прокладки учитывались скорость ветра и температура окружающего воздуха. Расчеты проводились в соответствии [1].

При выполнении расчетов были приняты следующие условия: потери тепла через изоляцию не должны превышать нормативные [1]; по условиям работы каучуковой изоляции температура на границе вермикулита и вспененного каучука не должна превышать 120 ± 2 °С; температура теплоносителя в теплосети соответствовала температурному графику 150/70 °С; для трубопроводов надземной прокладки рассчитывались варианты для скорости ветра – 5, 10, 15 м/с.

При надземной прокладке трубопроводов необходимо учитывать скорость ветра и коэффициент теплопередачи от воздуха к трубе:

$$\alpha = 1,16 \cdot (8 + 0,04 \cdot t_2 + 6 \cdot w^{0,5}),$$

$$R_\alpha = 1 / 2\pi \cdot \alpha \cdot d_2,$$

$$q_1 = (T_1 - T_H) / (R_1 + R_2 + R_\alpha),$$

где w – скорость ветра, м/с; T_H – температура воздуха.

В целях обеспечения нормативного срока службы каучукового слоя в расчетах толщины изоляции температура воздуха принималась расчетной, равной – 40 °С

при обеспечении температуры на границе между вермикулитом и слоем каучука не выше 120 °С. Это связано с деструкционным разрушением вспененного каучука при более высоких температурах.

Таблица 1. Диаметр и толщина слоев изоляции теплопроводов при надземной прокладке

d ₃ , мм	q _н , Вт/м	q _р , Вт/м			T ₃ , °С			δ ₁ , мм	δ ₂ , мм	d ₂₂ , мм	d _{2,пол.об} , мм
		Прискоросиветра			Прискоросиветра						
		5	10	15	5	10	15				
57	6	33	34	34,10	1197	11	1194	18	4	1	1
76	7	40	41	41,17	1197	11	1194	19	4	1	1
89	7	43	43	43,67	1193	11	1191	21	4	1	1
108	8	49	50	50,20	1188	11	1186	22	4	1	2
133	9	57	58	58,23	1198	11	1195	22	4	2	2
159	1	44	44	44,81	1195	11	1193	36	3	3	3
219	1	50	50	51,02	1192	11	1191	43	3	3	4
273	1	80	80	80,66	1191	11	1189	32	3	3	4
325	1	94	94	94,78	1191	11	1188	32	3	4	4
426	2	110	111	111,6	1199	11	1197	34	4	5	5
530	2	126	127	127,71	1189	11	1187	38	6	6	6
630	2	147	148	148,5	1192	11	1190	38	7	7	7
720	2	157	157	158,2	1186	11	1187	41	8	8	8
820	3	176	177	177,7	1192	11	1189	41	9	9	9
920	3	195	196	197,2	1193	11	1191	41	10	10	10
1020	3	215	216	216,7	1195	11	1193	41	11	11	11

Обозначения: d₂ – наружный диаметр трубы, q_н – нормативный тепловой поток через поверхность изоляции, q_р – расчетный тепловой поток через поверхность изоляции, T₃ – температура поверхности 1-го слоя изоляции, δ' – толщина 1-го слоя изоляции, δ'' – толщина 2-го слоя изоляции, d₂₂ – наружный диаметр 2-го слоя изоляции, d_{2,пол.об} – наружный диаметр изоляции по полиэтиленовой оболочке. T₁/T₂=110/50 – расчетные температуры теплоносителя для температурного графика 150/70; λ_{из}'=0,087 Вт/мК, λ_{из}''=0,033 Вт/мК, λ_{ст}=1,86 Вт/мК d_{2,об} – наружный диаметр стальной оболочки из тонколистовой оцинкованной стали.

В табл. 1 приведены результаты расчета толщины слоев изоляции из вермикулита и вспененного каучука для теплопроводов надземной прокладки при скорости ветра 5, 10, 15 м/с для температурного графика 150/70 °С.

Как видно из табл. 1, скорость ветра (в пределах 5–10 м/с) практически не оказывает влияния на толщину изоляции, с ростом w несколько возрастают потери тепла (1–3 %).

Выводы:

1. Определена толщина теплоизоляционных слоев из вермикулита и вспененного каучука с защитной наружной оболочкой для надземной прокладки.
2. Проведены расчеты толщины слоев изоляции из вермикулита и вспененного каучука для теплопроводов надземной прокладки при скоростях ветра 5, 10, 15 м/с для температурного графика 150/70 °С при условии, что:
 - температура на поверхности первого слоя не превышает $120 \pm 2^{\circ}\text{C}$;
 - тепловой поток через изоляцию не превышает нормативный;

Библиографический список

- 1) СНиП 41-03-2003. Тепловая изоляция и оборудование трубопроводов. – М., 2003.

Е.В. Измайлова, асп.; рук. Ю.В. Ваньков д.т.н., проф. (КГЭУ, г. Казань)

РЕГИСТРАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ СИГНАЛА ИСТОЧНИКА АКУСТИЧЕСКОЙ ЭМИССИИ В LABVIEW

Метод обнаружения дефектов в трубопроводах и определения мест их расположения основан на измерении виброакустического сигнала, генерируемого дефектом, с помощью датчиков, установленных непосредственно на трубопроводе. В линейной системе достаточно иметь два преобразователя, в двумерной системе – не менее трех преобразователей, окружающих источник. По задержке времени распространения сигнала от дефекта до датчиков определяется местоположение дефекта.

Основные параметры акустической эмиссии (АЭ) — это число импульсов за время наблюдения и активность (скорость счета) АЭ, равная количеству импульсов в некотором интервале времени наблюдения (0,1 или 1 с). Фактически регистрируются не все импульсы АЭ, а лишь превышающие определенный порог. Тогда параметры эмиссии обозначают: суммарный счет N и скорость счета \dot{N} .

В образцах с дефектами, как искусственными (надрезами), так и естественными трещинами, происходит концентрация напряжений вблизи острого края дефекта. В этом месте образуется локальная зона пластической деформации, объем которой пропорционален коэффициенту интенсивности напряжений (КИН)

K — величине, характеризующей сложное напряженное состояние. От этой зоны появляются импульсы АЭ, число которых также связано с K . Когда локальное напряжение превосходит предел прочности, происходит микроразрыв — скачкообразное увеличение дефекта; он проходит через эту зону, создавая сигналы АЭ. При дальнейшем нагружении процесс повторяется. Таким образом, число N импульсов АЭ растет с ростом K .

Погрешность определения положения источника составляет 3-5% максимального расстояния между преобразователями, но не менее чем величина порядка толщины стенки контролируемого объекта. Последнее связано с тем, что положение источника по толщине не определяют, а находят только место эпицентра («следа») источника на поверхности.

Структура аппаратуры АЭ контроля определяется следующими основными задачами: прием и идентификация сигналов АЭ, их усиление и обработка, определение значений параметров сигналов фиксация результатов и выдача информации. Аппаратура различается степенью сложности, назначением, транспортабельностью, а также классом в зависимости от объема получаемой информации.

До нагружения объекта проверяют работоспособность аппаратуры и оценивают погрешность определения координат с помощью имитатора. Его устанавливают в выбранной точке объекта и сравнивают показания системы определения координат с реальными координатами имитатора. В качестве имитатора используют пьезоэлектрический преобразователь, возбуждаемый электрическими импульсами от генератора.

Для регистрации волн акустической эмиссии используют аппаратуру, работающую в широком интервале частот – от кГц до МГц.

Обработка полученной информации служит основанием для заключения о природе, месте расположения и росте дефекта.

Одним из свойств АЭ, характеризующих материал, является эмиссивность, определяемая как число импульсов АЭ, излученное при пластической деформации определенного объема материала. Эмиссивность может служить в качестве АЭ характеристики материала, позволяя сравнивать материалы между собой.

Классификация источником АЭ по их активности и интенсивности позволяет оценить опасность дефекта для конструкции.

Для большинства металлов максимум активности, скорости счета АЭ и эффективного значения совпадает с физическим пределом текучести, что позволяет измерять предел текучести по параметрам АЭ. Погрешность измерения предела текучести по максимуму скорости счета АЭ составляет $\pm 0,5\%$ для материалов,

имеющих явно выраженную площадку текучести, и $\pm 2 \dots 5\%$ для материалов без площадки текучести.

Наиболее информативный параметр, сигнализирующий о приближении разрушения – рост суммарного числа импульсов с начала испытаний. Каждый импульс АЭ это, как правило, единичный акт разрушения.

При принятии решения по результатам АЭ контроля используют данные, которые должны содержать сведения обо всех источниках АЭ, их классификации и сведения относительно источников АЭ, параметры которых превышают допустимый уровень.

Классификацию источников АЭ выполняют с использованием следующих параметров сигналов: суммарного счета, числа импульсов, амплитуды (амплитудного распределения), энергии (либо энергетического параметра), скорости счета, активности, концентрации источников АЭ. В систему классификации также входят параметры нагружения контролируемого объекта и время.

Выявленные и идентифицированные источники АЭ рекомендуется разделять на четыре класса:

- Источник I класса – пассивный источник.
- Источник II класса – активный источник.
- Источник III класса – критически активный источник.
- Источник IV класса – катастрофически активный источник.

В среде LabVIEW, которая является наиболее развитой и универсальной для создания прикладного программного обеспечения компьютерных систем сбора и обработки измерительной информации, авторами разработана программа – виртуальный прибор (ВП), который определяет координаты источника АЭ по разнице во времени прихода (РВП) сигнала от одного источника на разнесенные в пространстве преобразователи АЭ. На рисунках 1 и 2 показаны часть лицевой панели (Front Panel) ВП и часть блок-диаграммы (Block Diagram) ВП, где реализуются суммарный счет АЭ и определение координат источника АЭ по РВП.

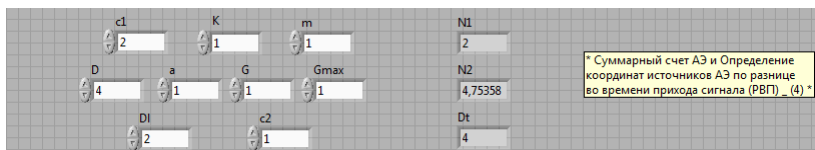


Рис. 1. Front Panel ВП

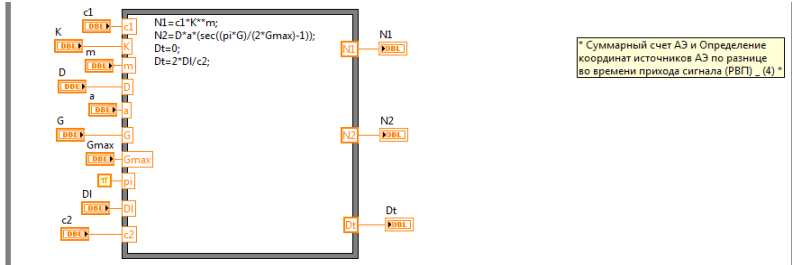


Рис. 2. Block Diagram ВП

Нестабильный рост трещины сопровождается АЭ, суммарный счет которой может быть записан в виде:

$$N = c \cdot K \cdot t, \quad (1)$$

где K – коэффициент интенсивности напряжений (КИН).

Постоянные c и t определяются материалом и условиями нагружения.

Связь числа импульсов АЭ с приложенным напряжением можно выразить также в следующем виде (И.Палмер и П.Хилд):

$$N_{\Sigma} = D \cdot a \left[\sec \left(\frac{\pi \sigma}{2 \sigma_{\max}} - 1 \right) \right], \quad (2)$$

где D – постоянная, определяемая условиями испытаний, параметрами материала и геометрией образца;

a – половина длины трещины;

σ_{\max} – прочность материала.

А.Поллок показал, что обе модели (2) и (1) дают удовлетворительные результаты, достаточно хорошо совпадающие с экспериментом.

Если источник АЭ (ИС1) расположен посередине между двумя преобразователями АЭ (ПАЭ), то сигналы приходят одновременно и РВП: $\Delta t = 0$.

Если источник АЭ смещен к одному из ПАЭ (ИС2), то РВП составит:

$$\Delta t = 2\Delta l / c,$$

где Δl – смещение источника относительно центра;

c – скорость ультразвука в объекте.

Измерив Δt и зная скорость звука c , можно определить Δl , т.е. координату источника АЭ на линии, соединяющей оба ПАЭ.

Библиографический список

1. **Измайлова Е.В., Ваньков Ю.В.** Сборник научных трудов Международной научно-технической конференции «Состояние и перспективы развития электротехнологий», XVI Бенардовские чтения. «Метод акустической эмиссии при диагностировании состояния тепловых сетей». II том, С. 195-198. ISBN 978-5-89482-787-2. Иваново: ГОУ ВПО ИГЭУ им. В.И. Ленина. 2011.
2. **Иванов В.И., Бигус Г.А., Власов И.Э.** Диагностика безопасности. Акустическая эмиссия. ISBN 978-5-904270-60-5. Под общей редакцией академика РАН В.В. Клочова. М.: РОНКТД. 2011.
3. **Батоврин В.К., Бессонов А.С., Мошкин В.В., Папуловский В.Ф.** LabVIEW: практикум по основам измерительных технологий. ISBN 5-94074-267-X. М.: ДМК Прес. 2005.
4. **Королёв Т.В.** Графическое программирование. Создание виртуальных приборов в среде LabVIEW. Вологда: ВоГТУ. 2011.

*Н.Н.Магжанова, студ.; рук.А.Ж.Касаева, к.п.н., доцент
(КГУТуИ им.Ш.Есенова, г.Актау)*

ВОДОРОД – ТОПЛИВО БУДУЩЕГО

Значительный рост мирового энергопотребления в XXI веке неизбежен, особенно в развивающихся странах. Глобальное потребление энергии, по всей видимости, удвоится к середине века, даже если исходить из очень низких темпов роста. По данным прогнозов потребность в энергии в ближайшие 50 лет возрастет в 2-4 раза.

Сейчас, в начале 21-го века многие развитые страны уделяют большое внимание развитию водородной энергетики, как альтернативе существующему топливу для транспорта. Все крупные страны на сегодняшний день имеют многомиллионные водородные проекты.

Главное преимущество водорода состоит в том, что он полностью сгорает в кислороде, выделяя большое количество энергии и оставляя после себя только водяной пар. Его легко транспортировать по трубопроводам практически на любые расстояния, тем более что он не ядовит (хотя и взрывоопасен) и не обладает коррозирующим действием.

Запасы водорода (как компонента воды) практически неограниченны и более или менее равномерно распределены по всем континентам. Водород представляется идеальным горючим для относительно маломощных и в то же время многочисленных силовых установок, размещенных на подвижных платформах, - прежде всего для автомобильных и авиационных двигателей.

Сейчас производство водорода в мире достигло 40 млн. тонн. К середине века его производство должно быть доведено до 369 млн. тонн, а к концу века – до 800 млн. тонн.

В АЭ водород можно использовать для аккумулирования энергии. Одной из проблем работы атомной станции является проблема неравномерной нагрузки и здесь, при “провальных” нагрузках, можно аккумулировать энергию в виде водорода. Или осуществлять энергоснабжение потребителей с помощью водородного энергоносителя, так называемая хемотермическая передача энергии. Процессом, который может быть осуществлен на Земле в промышленных масштабах, является энергетически выгодное получение водорода в электролизе растворов кислот и щелочей при низком напряжении на электродах. В этом случае водород получается за счет внутренней энергии электролита (“охлаждения”), при диссоциации воды, являющейся в свою очередь продуктом “сгорания” водорода.

Но производство водорода с помощью электролиза весьма энергоемкий процесс. Существуют как положительные факторы, как например выработка водорода в ночные часы, для более равномерной загрузки АЭС, так и отрицательные, связанные с дополнительными затратами на производство, хранение и передачу водорода.

Цель работы заключается в получении промышленного водорода методом электролиза воды на базе дешевой электроэнергии атомных электростанции.

Предмет исследования: метод низкотемпературного электролиза.

Объектом исследования является промышленный электролизер на ТЭЦ.

Работа основывается на изучении и обобщении отечественного и зарубежного опыта по изучаемым проблемам. В работе использовались данные статистических сборников, материалы научно-практических семинаров и конференций.

В основу проведения исследования применялся научный инструментарий, включающий методы статистического, технико-экономического, логического анализа и экономико-математического моделирования.

Научная новизна состоит:

- в анализе, систематизации отечественных и зарубежных методов получения водорода методом электролиза на АЭС;
- в разработке нового подхода к методике формирования производственной себестоимости электрической и тепловой энергии, основанного на применении маргинального метода ценообразования;
- в разработке нового подхода к методике получения водорода.

Практическая значимость работы: основные результаты, выводы, предложения и рекомендации могут быть использованы широким комплексом энергетических предприятий, вырабатывающих в едином технологическом цикле электрическую и тепловую энергию.

Особую практическую значимость разработанные рекомендации приобретут в условиях развития конкурентного рынка энергии. Переход к водородной экономике потребует расширения производства водорода в десятки раз.

Водород - идеальный экологически чистый вид топлива. Очень высока и его калорийность ~ 30 000 ккал/кг, что в 3 раза выше калорийности бензина. Он легко транспортируется по газопроводам, потому что у него очень малая вязкость. По трубопроводу диаметром 1.5 м с ним можно передать теоретически 20000МВт мощности.

В свободном состоянии и при нормальных условиях водород — бесцветный газ, без запаха и вкуса. Относительно воздуха водород имеет плотность 1/14. Он обычно и существует в комбинации с другими элементами, например, кислорода в воде, углерода в метане и в органических соединениях. Поскольку водород химически чрезвычайно активен, он редко присутствует как несвязанный элемент. Охлажденный до жидкого состояния водород занимает 1/700 объема газообразного состояния. Перекачка водорода на расстояние в 500 км почти в десять раз дешевле, чем передача такого же количества электроэнергии по линиям электропередачи.

Чтобы продемонстрировать его возможности, американские ученые построили "водородный дом", в котором для освещения использовался водород. Транспортировать водород в жидком виде удовольствие очень дорогое, т.к. для его сжижения нужно потратить почти половину энергии, содержащейся в нем самом. Кроме того, должна быть обеспечена идеальная теплоизоляция трубопровода, так как температура жидкого водорода очень низка и составляет минус 250°С.

Понимая экологическую привлекательность водорода, следует понимать, что он является переносчиком энергии, а не ее источником.

Есть несколько способов получения водорода с помощью ядерной энергии [2]. Используя произведенное ЯЭ электричество, можно, применив электролиз, разделить воду на водород и кислород. Если электролиз производить при помощи высокотемпературного пара, то полученная из ядерного реактора тепловая энергия может заменить часть электричества, и чистая эффективность (отношение произведенного водорода высокого нагрева (ННВ) к затраченной электроэнергии) увеличится. При термохимических циклах разделения воды можно получать всю

входную энергию от произведенного в ядерных реакторах тепла, используя комплексные, движимые тепловой энергией химические реакции разложения воды на кислород и водород, и давать эффективность ~50%.

Низкотемпературный электролиз. Этот метод является полностью доказанной коммерческой технологией, обеспечивающей сейчас 4% производства водорода в США. Установки электролиза коммерчески доступны, в них применяются три различные технологии - униполярные и биполярные ячейки, использующие водный раствор гидроксида калия (щелочной электролиз), и ячейки с протонно-обменными мембранами (PEM электролиз). В крупных установках обычно применяют щелочную технологию. Доступны установки различной производительности - вплоть до ~ 1000 кг H₂ в день, и для увеличения объема производства подобные блоки можно соединять параллельно. Установки большой производительности обычно работают при давлении, близком к атмосферному; полученный водород затем сжимается, чтобы достигнуть давления трубопровода (20-30 атмосфер). Разрабатываются установки с высоким давлением, что сделает ненужной компрессию водорода.

Предел чистой эффективности низкотемпературных систем электролиза, производящих водород при трубопроводных давлениях, составляет ~ 75%. Если подсоединить установку низкотемпературного электролиза к реактору, производящему электроэнергию с 32%-м тепловым КПД то чистая эффективность производства водорода составит 24% а для усовершенствованного реактора с 48%-й тепловой эффективностью она будет равна 36%.

При типичных затратах на производства электричества и электролиз стоимость получаемого водорода высока: 4-6 дол./кг или больше. Полезный для применения в малых масштабах этот способ не может конкурировать с технологией получения водорода из природного газа, где типичная стоимость водорода равна 1,00 1,50 дол./кг. Там, где доступны большие количества электричества по очень низкой цене, например на ГЭС, низкотемпературный электролиз вполне приемлем. Его можно легко и быстро запускать и останавливать, и с его помощью можно производить пригодный для хранения водород [4].

Низкотемпературный электролиз применим в ЯЭ, но только при наличии большого излишка мощностей. Сейчас энергетические компании удовлетворяют базовый спрос, используя АЭС другие способы производства электроэнергии низкими эксплуатационными расходами, а пиковые нагрузки покрывают, добавляя блоки, работающие на органическом топливе. Низкотемпературный электролиз мог бы, играть роль в крупномасштабном ядерном производстве водорода,

если бы энергетические компании имели больше ядерных мощностей, чем нужно для покрытия спроса на базовую электроэнергию, и могли перемещать электричество от сети к установкам в период низкого спроса на базовую электроэнергию.

Электрохимический метод получения водорода из воды обладает следующими положительными качествами:

- 1) высокая чистота получаемого водорода – до 99,99% и выше;
- 2) простота технологического процесса. Непрерывность, возможность наиболее полной автоматизации, отсутствие движущихся частей в ячейке для электролиза;
- 3) возможность получения ценнейших побочных продуктов – тяжелой воды и кислорода;
- 4) общедоступное и неисчерпаемое сырье – вода;
- 5) гибкость процесса и возможность получения водорода непосредственно под давлением;
- 6) физическое разделение водорода и кислорода в самом процессе электролиза.

Во всех процессах получения водорода разложением воды, в качестве побочного продукта получаются значительные количества кислорода. Это даст новые стимулы его применения. Он найдет свое место не только как ускоритель технологических процессов, но и как незаменимый очиститель и оздоровитель водоемов (тепловое загрязнение промышленных прудов и развитие сине-зеленых водорослей), промышленных стоков. Эта сфера использования кислорода может быть распространена на атмосферу, почву, воду. Сжигание или термическая переработка в кислороде растущих количеств бытовых отходов городов сможет решить проблему свалок и полигонов ТБО больших городов [1].

Еще более ценным побочным продуктом электролиза воды является тяжелая вода – хороший замедлитель нейтронов в атомных реакторах. Кроме того, тяжелая вода используется в качестве сырья для получения дейтерия, который в свою очередь является сырьем для термоядерной энергетики.

Второй путь менее известен. Если нагреть пары воды до 3000-3500 С, то молекулы воды, в результате реакции термической диссоциации (термолиз), развалятся сами собой.

Закономерности развития энергетики делают использование водорода в качестве энергоносителя транспортных средств неизбежным в связи с его высокой теплотворной способностью, большой энергоемкостью, возможностью прямого

преобразования в электрическую энергию в топливных элементах, отсутствием вредных выбросов.

Наиболее целесообразно использование атомной энергии для производства водорода в связи с ее низкой себестоимостью и возможностью использовать в часы наименьшего энергопотребления в энергосети. Особенные выгоды дает использование высокотемпературных реакторов, позволяющих осуществлять прямое разложение воды на водород и кислород

На подавляющем большинстве эксплуатируемых и строящихся реакторов для получения водорода пригоден только низкотемпературный электролиз.

Проведенные исследования на математической модели проектируемой для строительства в г.Актау АТЭЦ с реактором ВВЭР-300, электрической мощностью 300 МВт, опреснительным комплексом 20 000 м³/сут и установкой по производству водорода 400м³/час, показали, что себестоимость получаемого водорода находится в пределах 1,5...1,8 US\$/кг, что сопоставимо с ценами на бензин марки АИ-96 – АИ-98 по теплотворной способности.

Решение задачи перевода промышленности на использование водорода может быть решено только с помощью атомно-технологических комплексов.

Рекомендуется при проектировании АЭС рассмотреть вопрос о строительстве экспериментального участка по производству водорода для использования его в качестве топлива для автотранспорта и для промышленных целей.

Библиографический список

1. **Водородная энергетика** (Совместный проект Российской Академии Наук и "Норильского никеля").www.normik.ru
2. **В.В. Студенников**, Водород: этап практических решений
3. **В.С.Соколов**, Л.В.Деев «Устройство и обслуживание энергетического блока» Москва. Высшая школа.1985г.
4. **Гладышева Марина Алексеевна**, №75, г. Черноголовка. Водородная энергетика. Хранение водорода. (доклад на конференции "Старт в науку", МФТИ, 2004.)
5. **Дементьев Б.А.** Ядерные энергетические реакторы. М., 1984
6. Европейская программа развития водородной энергетике, www.energetika.onet.ru
7. **Е.Л.Ананьев** «Атомные установки в энергетике» Москва. Атомиздат. 1978г
8. **И.Я.Дюсембаев**, Д.У.Сугиров «Задания и оборудования тепловых и атомных электростанций» Астана, Фолиант. 2000г.

*Е.А. Марковский, студ.; И.А. Кабанова, к.т.н., доц.
(НИУ МЭИ, г. Смоленск)*

АНАЛИЗ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОТЫ ВЭР В ЦЕНТРАЛЬНЫХ СКВ

В настоящее время большое значение приобретает проблема поиска оптимальных энергосберегающих технологий. При этом важно уделять внимание не только разработке принципиально новых технических решений но и повышению эффективности действующих установок путём их совершенствования и поиска альтернативных источников энергии.

В связи с этим следует обратить внимание на то, что результатом работы большей части промышленных производств является не только целевой продукт, но и вторичные энергоресурсы (ВЭР), актуальность повторного использования которых увеличивается из-за повышения цен на первичные энергоресурсы.

Высокопотенциальные ВЭР нашли широкое применение в различных технологических системах, функционирующих на достаточно высоком температурном уровне [1]. С утилизацией теплоты ВЭР низкого потенциала дело обстоит сложнее, поскольку область их применения сужается из-за невозможности использования в технологических системах и отсутствия близлежащих потребителей. Однако такие энергоресурсы составляют большую часть в общей структуре ВЭР. По этой причине поиск путей их использования является актуальной задачей как с технической, так и с экономической точки зрения. Одним из таких путей является утилизация теплоты низкопотенциальных ВЭР в системах кондиционирования воздуха (СКВ) на производстве.

В рамках научно-исследовательской работы была рассмотрена центральная СКВ в заданном производственном помещении с суммарным расходом тепла на подогрев воздуха в холодный период 965,5 кВт для климатических условий г. Смоленска, что соответствует сжиганию 0,12 т.у.т./час. В качестве источников низкопотенциальных ВЭР на производстве могут быть рассмотрены тепловые потоки от систем промежуточного охлаждения технологических агрегатов, технологической обработки продукции, удаляемого воздуха систем вентиляции. Их наличие делает возможным использование в качестве энергосберегающего мероприятия на рассматриваемом промышленном объекте теплонасосной установки (ТНУ) для подогрева приточного воздуха в центральной СКВ в холодный период за счет утилизации теплоты низкопотенциальных ВЭР.

В работе рассматривалась одноступенчатая парокомпрессионная ТНУ. Была проанализирована возможность использования различных холодильных агентов для её работы в составе СКВ. Для повышения экономичности работы системы в рассматриваемую схему ТНУ добавляется промежуточный теплообменник, что приводит к росту эксергетического КПД установки примерно на 1-2,5% в зависимости от используемого рабочего агента.

В результате расчета термодинамических показателей установки и анализа полученных зависимостей установлено, что степень повышения эксергетического КПД установки, работающей на том или ином хладагенте зависит от диапазона температур до и после теплонасосной установки. На основании проведенного анализа можно отметить, что наибольшую эффективность имеет установка, работающая на фреон R152a, на широком диапазоне разности температур приточного и наружного воздуха, что позволяет применять данный хладагент при изменении параметров наружного воздуха без существенного изменения эффективности работы системы в целом (рис. 1).

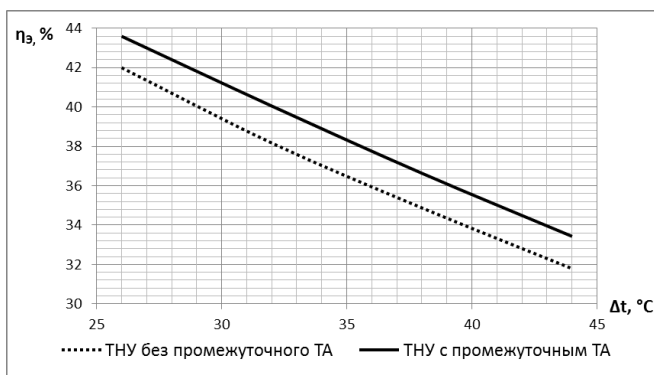


Рис. 1. Зависимость эксергетического КПД установки от разности температур наружного и приточного воздуха при использовании R152a.

Для других рабочих агентов зависимость прироста эксергетического КПД от разности температур наружного и приточного воздуха будет иметь иной характер. Например, при использовании в качестве рабочего агента R507 (рис. 2) при нагреве приточного воздуха от -14°C до 12°C установка промежуточного теплообменника в ТНУ увеличивает эксергетический КПД на 1,9%, тогда как в диапазоне температур от -26°C до 18°C его прирост составляет всего лишь 0,1% при

общем уровне КПД около 30%. Для R502 (рис. 2) наблюдается обратная зависимость: прирост эксергетического КПД изменяется от 0,1% до 0,5%.

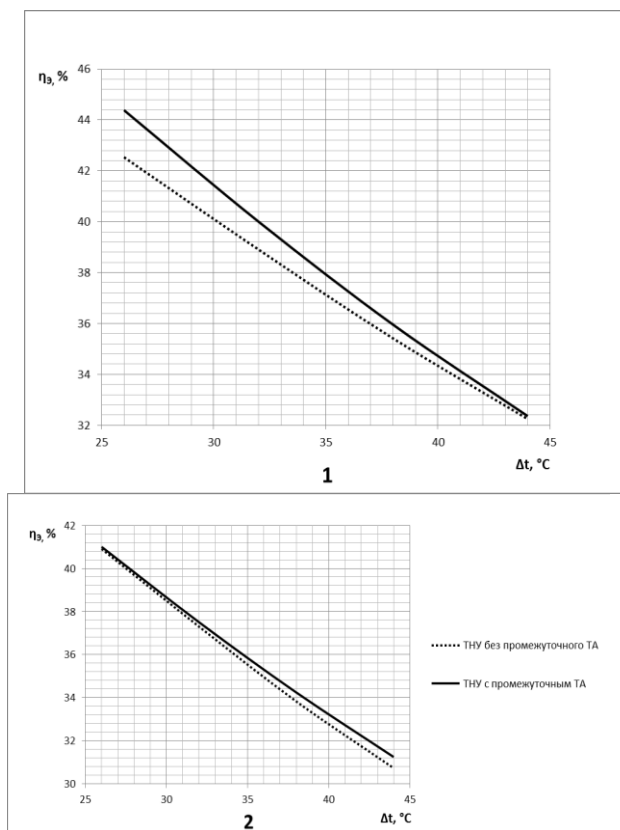


Рис. 2. Зависимость эксергетического КПД установки от разности температур наружного и приточного воздуха: 1 – для фреона R507; 2 – для фреона R502.

При выборе рабочего агента для ТНУ необходимо уделять внимание требованиям озонобезопасности, что накладывает некоторые ограничения при проектировании таких установок [2]. В рассмотрение были взяты лишь те хладагенты, которые удовлетворяют требованиям озонобезопасности и подходят для работы с требуемым для СКВ диапазоном температур.

Рассмотренная ТНУ может быть использована не только в зимний период, но и в летний период, в этом случае она будет работать по холодильному циклу. Поэтому при выборе оптимального хладагента для рассматриваемой системы

следует оценить работу не только по тепловому, но и по холодильному циклу. На основании проведенного исследования можно сделать вывод, что фреон R152a является оптимальным для двух режимов работы, так как в теплый период его эксергетический КПД составляет 64%, в то время как для других рассматриваемых хладагентов на 2-7% меньше.

Таким образом, использование ТНУ на базе низкопотенциальных ВЭР для тепловой обработки воздуха является одним из возможных энергосберегающих мероприятий в центральных СКВ. Но при этом необходимо учитывать индивидуальные особенности обслуживаемой системы в процессе выбора рабочего агента.

Библиографический список

1. **Белова Е.М.** Центральные системы кондиционирования воздуха в зданиях. М.: Евроклимат. 2006.
2. **Стефанов Е.В.** Вентиляция и кондиционирование воздуха. СПб.: АВОК СЕВЕРО-ЗАПАД. 2005.

*А.С. Панков, студ.: рук. И.А. Кабанова, к.т.н., доц.
(Смоленский филиал НИУ МЭИ, г. Смоленск)*

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОИЗВОДСТВА ХОЛОДА И ТЕПЛА КОМБИНИРОВАННЫМИ УСТАНОВКАМИ

Наиболее важным направлением энергосберегающей политики является не только поиск новых энергосберегающих технологий, но и повышение эффективности уже действующих.

Одно из современных технологических решений применительно к теплонасосным установкам (ТНУ) это одновременное получение тепла и холода. Данные установки называются комбинированными (КУ) и совмещают в себе функции как холодильной машины, и теплового насоса.

В отличие от обычного холодильного цикла в КУ теплота отбирается в конденсаторе при существенно более высокой температуре, чем температура окружающей среды. Поэтому охлаждающая вода может достигать на выходе из конденсатора температур, достаточных для обеспечения различных нужд теплопотребления, вплоть до горячего водоснабжения. Испаритель же в свою очередь обеспечивает потребителя холодом требуемых параметров.

Целесообразно рассматривать применение КУ на производствах, где необходимо одновременное использование тепла и холода (мясоперерабатывающая, молочная, рыбная промышленность).

В рамках научно-исследовательской работы были выполнены расчеты термодинамических показателей при работе КУ на более чем десяти хладагентах. При этом к рассмотрению была принята как идеальная, так и реальная одноступенчатая КУ с регенеративным теплообменником, задачей которого является передача части теплоты хладагента на выходе из конденсатора к хладагенту перед компрессором. Степень регенерации при анализе составила 70% (эта величина принята как наиболее характерная для холодильной техники [1]), приняты разности температур: конденсирующегося рабочего тела и нагреваемой воды в конденсаторе $\Delta T_k = 5^\circ\text{C}$; охлаждаемого объекта и кипящего рабочего тела в испарителе $\Delta T_i = 5^\circ\text{C}$.

Применение реальной КУ снижает эксергетический КПД в среднем на 13,6% (рис. 1). Из рассмотренных хладагентов для дальнейшего исследования были выбраны R401a и R134a в силу их озонобезопасности и более высокого эксергетического КПД, в среднем на 5 – 7% превышающего значения КПД других рассмотренных хладагентов.

При сравнении работы циклов КУ на выбранных фреонах отмечено, что при температуре конденсации $T_k = 70^\circ\text{C}$ и температуре испарения $T_i = -30^\circ\text{C}$ введение регенерации до максимально возможного значения приводит к увеличению эксергетического КПД для R134a – 21,4%, а для R401a – 9,5%.

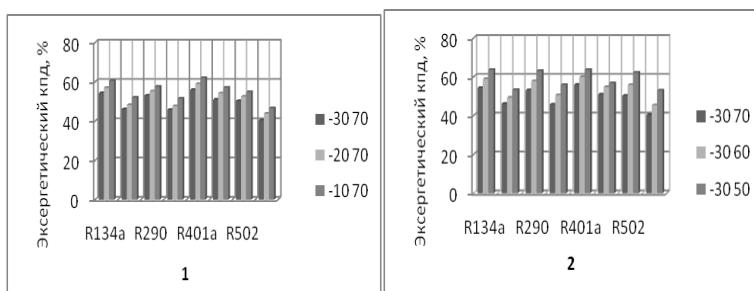


Рис. 1. Эксергетический КПД идеальной и реальной одноступенчатой КУ в зависимости от: 1 – температуры испарения, 2 – температуры конденсации.

При сравнении работы КУ с альтернативными вариантами получения холода и тепла холодильной машиной и тепловым насосом был сделан вывод, что в

широком диапазоне температур испарения и конденсации производство теплоты и холода посредством КУ может привести к повышению эксергетического КПД на 23,4 – 28,4% по сравнению с их раздельным производством.

Оценивая эффективность работы КУ можно отметить, что для одноступенчатой установки обеспечивается положительный экономический эффект при работе на R134a – 0,0416 т.у.т./час, на R401a – 0,0435 т.у.т./час.

Переход на двухступенчатые схемы КУ позволяет уменьшить работу сжатия, уменьшить капитальные и эксплуатационные затраты, дает возможность одновременного получения холода и тепла различных параметров, что является необходимым для многих производств [2].

Выполненный предварительный анализ работы идеальной и реальной двухступенчатой КУ при работе на R134a и R401a на диапазоне температур $T_{и}' = -30^{\circ}\text{C}$ и $T_{к} = 70^{\circ}\text{C}$, показал, что значительное влияние на эксергетический КПД двухступенчатой КУ оказывает величина промежуточного давления p_m . Предварительная оценка позволила определить величину промежуточного давления $p_m = 4,6$ МПа для ранее заданного диапазона температур испарения и конденсации (рис. 2).

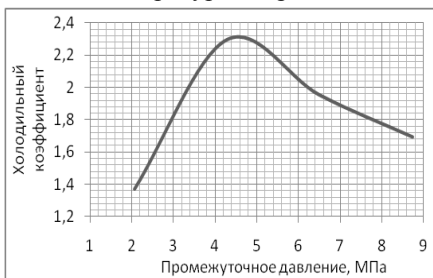


Рис. 2. Определение оптимального промежуточного давления для реальной двухступенчатой КУ (фреон R134a).

Таким образом, на основании термодинамического анализа для КУ можно рекомендовать к использованию в качестве рабочих тел R134a и R401a, что позволяет обеспечить высокую энергетическую эффективность и полностью соответствует требованиям экологической безопасности.

Широкое применение КУ ограничивается рядом факторов, а именно: необходимостью проведения детального технико-экономического анализа для минимизации суммарных экономических затрат; требованием совпадения располагаемого и потребляемого количества теплоты и холода в соответствии с режимом работы производства.

1. **Цуранов О.А.** Холодильная техника и технология. М.: Лидер. 2004.
2. **Ротгольц Е.А.** Выбор хладагента и схемы холодильной установки // Холодильная техника. 2004. №6.

*Т.О. Политова, асп.; Ю.В. Ваньков д.т.н, проф.
(КГЭУ, г. Казань)*

ПРОВЕРКА АДЕКВАТНОСТИ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ НАДЕЖНОСТИ ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ

Анализ источников свидетельствует, что существующие методы расчёта надёжности трубопроводных сетей ориентированы на расчёт показателей, характеризующих их техническое состояние или точность гидравлического расчёта по доставке и распределению целевого продукта. Вопросы же функциональной надёжности трубопроводных сетей (т.е. надёжности поставки продукта потребителю) или не рассматриваются вообще, или касаются только ее оценки. При этом вопросы адекватности расчетных моделей функциональной надёжности, как правило, не рассматриваются вовсе.

Метод, позволяющий рассчитать надёжность поставки целевого продукта (ЦП) к потребителю путем разбиения трубопроводной транспортной сети (ТТС) на аварийно-ремонтные зоны (АРЗ). По сути своей они представляют фрагменты ТТС, которые могут быть изолированы от остальной части сети с помощью задвижек или запорных кранов. Такая изоляция позволяет не нарушать количество и качество поставляемого продукта потребителям, не принадлежащим к изолированной (например, в случае аварии или ремонта) АРЗ.

Эффективность метода (метода АРЗ) заключается в том, что его можно успешно применять как для существующих, так и для проектируемых ТТС. Отсюда следует необходимость проверки того, насколько достоверны и надежны результаты, которые показывает метод АРЗ. Таким образом, речь идет о проверке адекватности самого метода и тех расчетных моделей, которые получаются в результате его применения.

Целью работы является построение алгоритма, который позволяет провести вычислительный эксперимент по виртуальной эксплуатации трубопроводной системы, разбитой на АРЗ, и на этой основе проверить адекватность построения математической модели трубопроводной системы.

Проверку адекватности целесообразно основывать на статистических методах, которые позволяют непосредственно оценить тот или иной показатель системы. При этом вовсе не обязательно (а для проектируемых систем и невозможно) набирать необходимое количество статистических данных. Информационные и компьютерные технологии позволяют создавать виртуальные системы и осуществлять сбор виртуальных данных о поведении этих систем, практически не уступающих обычным статистическим данным. Более того, в виртуальных системах можно управлять масштабом времени и сжимать период эксплуатации системы до продолжительности работы программы, реализующей виртуальную эксплуатацию ТЭС. При этом периоды эксплуатации реальных систем, измеряемые годами, заменяются виртуальными, которые измеряются секундами.

Проверка адекватности моделей для систем с разными структурами требует отдельного вычислительного эксперимента. Связано это с тем, что при различных структурах системы алгоритмы, определяющие зависимость поставки целевого продукта разным потребителям от очередного отказа в системе, также различны. Автоматическая или даже автоматизированная генерация программы, реализующей такой интеллектуальный алгоритм для произвольной системы, крайне сложна.

Вычислительный эксперимент имитирует во времени и пространстве эксплуатацию системы, для которой проверяется адекватность модели функциональной надёжности. Имитация заключается в организации с помощью генераторов случайных чисел аварийных ситуаций (отказов) на различных элементах трубопроводной системы в течение определённого периода времени T (обычно, 1 год, т.е. 365 дней) и подсчёте относительного времени бесперебойной поставки целевого продукта каждому потребителю системы.

Все отказы, возникающие в системе в течение периода времени T , в зависимости от структурного элемента трубопроводной сети делятся на: отказы трубопроводных участков; отказы запорной арматуры (задвижек).

Каждый отказ в системе на трубопроводном участке характеризуется тремя параметрами: местом возникновения; случайным временем наступления отказа (значение на временной оси в интервале от 0 до величины T); временем ликвидации отказа.

Отказы делятся на группы в зависимости от времени их устранения, причем количество отказов определяется для каждой группы отдельно.

Для всех отказов на трубопроводных участках формируется двумерный массив, который для каждого отказа определяет следующую информацию: место отказа (индекс места); время наступления отказа; время устранения отказа.

Для организации вычислительного эксперимента необходимо знать количество отказов трубопроводных участков для каждой группы и параметры каждого отказа.

Весь формализм учета отказов трубопроводных участков применим для подготовки эксперимента в отношении отказов запорной арматуры. В итоге формируется двумерный массив отказов запорной арматуры, в котором отказы также разделены на группы, а каждый отказ характеризуется местом, временем наступления и временем устранения. Для проведения вычислительного эксперимента необходимо заполнить этот массив отказов.

Затем в массиве отказов на трубопроводных участках индекс места отказа в виде участка трубы преобразуется в индекс аварийно-ремонтной зоны, которой принадлежит этот участок трубы. Это позволяет включить формализм АРЗ и выяснить, существенно ли влияет конкретный отказ на определенного потребителя. С этой целью строится карта влияния отказов трубопроводных участков и карта влияния отказов запорной арматуры. Обе представляют собой двумерные массивы, в которых индексами служат номера потребителей и отказавших трубопроводных участков (или отказавшей запорной арматуры), а элементы принимают одно из трех значений: 0, если отказ не влияет на поставку; 1, если прерывает поставку и 2, если зависит от других АРЗ или задвижек. Таким образом, последовательный анализ всех отказов (трубопроводов и задвижек) по картам влияния позволяет при проведении вычислительного эксперимента исключить из расчета значительное число отказов, не влияющих на поставку целевого продукта конкретным потребителям.

Для каждого потребителя в отдельности строится временная диаграмма поставки целевого продукта с указанием всех прерываний поставки в течение расчётного периода времени T . В итоге разница между T и суммарным временем прерываний, поделенная на T и дает статистическую вероятность (функциональную надежность) бесперебойной поставки целевого продукта. Она и сравнивается с теоретической величиной функциональной надежности, рассчитанной для данной конфигурации трубопроводной сети, с целью проверки адекватности ее математической модели.

Для проведения исследования взяли системы с разными структурами трубопроводных сетей на примере районов теплоснабжения г. Казани. Решение задачи

разбиения графа трубопроводных транспортных систем на подграфы, каждый из которых соответствует одной АРЗ, примером послужили 2 частных случая: магистральные трубопроводы с одним и двумя источниками. В первом получилось 8 АРЗ, во втором – 10 АРЗ. Расчет функциональной надежности показал, с какой вероятностью трубопроводная сеть обеспечивает поступление теплоносителя от источника в n-ю АРЗ.

Проведение вычислительных экспериментов по проверке адекватности математических моделей, полученных методом АРЗ, убедительно подтверждает теоретическую состоятельность самого метода АРЗ и правомерность его использования для получения адекватных математических моделей функциональной надёжности для трубопроводных систем любой сложности.

Г.Д. Ванюшкин, А.Ф. Минникаев, студ.;
рук. Т.Б. Жиргалова, к.т.н., доц..
(ФГБОУ ВПО «ЮУрГУ») (НИУ), г. Челябинск)

РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ОАО «АГРОСНАБТЕХСЕРВИС»

В настоящее время состояние оборудования ЖКХ в основном морально и физически устарело. Практически прекратились работы по ремонту старых и прокладке новых сетей. Закономерным результатом этого стали социальные катастрофы, связанные с размораживанием целых городов. Крайняя изношенность старых трубопроводов ведет к тому, что теплопотери на них достигают до 60 %. По данным Минтопэнерго, в России на 100 км теплотрасс приходится 70 аварий в год. При этом КПД старого котельного оборудования составляет 60...70 %, а с учетом потерь в теплосетях снижается до 50 %. Есть и еще один аспект проблемы – крайняя монополизация поставщиков тепла, при которой они не заинтересованы в сокращении издержек и экономии. В результате среднестатистический расход тепла и воды в нашей стране превышает европейские показатели более чем в 2 раза.

Конечно, описанная ситуация говорит о том, что центральное отопление невыгодно и устарело. Однако существующий европейский опыт свидетельствует об обратном. Так, в Дании, во многом под влиянием советского опыта, решено было основой жилищной инфраструктуры сделать именно централизованное отопление. В результате реализации государственной программы к середине 90-х гг.,

доля систем централизованного теплоснабжения составляла около 60 % от общего потребления тепла (в крупных городах до 90 %). К системе ЦТ подключено более 500 тыс. когенерационных установок, обеспечивающих теплом и светом более 1 млн. зданий и промышленных сооружений. Очевидно, что здесь система ЦО себя оправдывает.

Тем не менее, в нашей стране все шире используются низкоэффективные с энергетической точки зрения котельные и иное оборудование, позволяющее получать тепло на основе газового топлива без электрической надстройки. До тех пор пока существующие проблемы центрального отопления не решены, индивидуальное отопление будет крайне востребовано.

В связи с этим было принято решение о замене устаревших котлов в котельной ОАО «Агроснабтехсервис» и о разработке индивидуальной системы отопления для производственного корпуса ОАО «Агроснабтехсервис». Изначально рассматривались три возможных варианта:

- традиционное водяное отопление;
- воздушное отопление;
- использование газовых инфракрасных излучателей (ГИИ).

Применение ГИИ имеет ряд ограничений по пожарной безопасности, в сравнении с другими вариантами. В данный момент планируется производственное помещение использовать как цех обработки металла, но впоследствии возможно его переоборудование в деревообрабатывающий цех, в связи с чем станет возможной эксплуатация излучателей из соображений противопожарной безопасности.

Преимущества воздушного способа отопления перед традиционным водяным в больших по объему помещениях очевидны, перечислим лишь основные:

– экономичность. Тепло производится непосредственно в нагреваемом помещении и практически целиком расходуется по назначению. Благодаря сжиганию топлива без промежуточного теплоносителя достигается высокий тепловой КПД всей системы отопления: 90...94 % – для рекуперативных нагревателей и практически 100 % – для систем прямого нагрева;

– возможность «включить» приточную вентиляцию. В настоящее время признано энергетически целесообразным устраивать в жилых и гражданских зданиях организованную приточно-вытяжную вентиляцию с применением вентиляторных агрегатов, включающих аппараты для утилизации теплоты вытяжного воздуха на нагрев приточного наружного воздуха. Эти современные решения обеспечивают создание в помещениях комфортных параметров воздушной среды и до 60 %

сокращают затраты теплоты на отопление зданий. Ни для кого не секрет, что сегодня на большинстве предприятий приточная вентиляция не работает должным образом, что значительно ухудшает условия работы людей и влияет на производительность труда. Таким образом, воздушное отопление подразумевает собой не только экономическую эффективность, но и улучшение экологической обстановки и условий труда.

А также к преимуществам можно отнести:

- простое регулирование путём изменения температуры воздуха;
- отсутствие опасности замерзания теплоносителя;
- малая инерционность;
- малые затраты.

Способ отопления крупных помещений при помощи теплогенераторов один из самых дешевых и быстро реализуемых. Капитальные затраты на строительство или реконструкцию воздушной системы, как правило, значительно ниже расходов на организацию водяного или лучистого отопления. Срок окупаемости капитальных затрат обычно не превышает одного-двух отопительных сезонов, случае он составил 1 год и 8 месяцев при расчете по приведенным затратам в сравнении с системой водяного отопления.

Себестоимость производства тепла системой воздушного отопления составит 932 рубля/Гкал, что ниже стоимости производства тепла при помощи котельной, при котором себестоимость производства тепла 1 524 рубля/Гкал, что неприемлемо, так как стоимость тепла получаемого от тепловых сетей составляет для коммерческих организаций 1 176,7 рубля/Гкал, что значительно ниже.

Н.А. Чернышева, Т.Р. Карасева, студ.;

рук. Т.Б. Жиргалова, к.т.н., доц.

(ФГБОУ ВПО «ЮУрГУ» (НИУ), г. Челябинск)

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ПРИ ПЕРЕХОДЕ НА НОВЫЙ ИСТОЧНИК ТЕПЛА

Современные централизованные системы теплоснабжения представляют собой сложный комплекс, включающий источники тепла, тепловые сети с насосными станциями и тепловыми пунктами и абонентские вводы, оснащенные системами автоматического управления.

Для централизованного теплоснабжения используются два типа источников тепла: теплоэлектроцентрали (ТЭЦ) и районные котельные (РК).

Челябинские тепловые сети являются наиболее прогрессивным и динамично развивающимся предприятием г. Челябинска. Развивается жилой фонд, открываются новые предприятия, все это приводит к появлению новых потребителей тепла. Увеличению объема отпускаемой тепловой энергии и соответственно повышаются требования к надежности оборудования тепловых сетей.

Челябинск относится к большим городам России и находится в относительно равнинной местности Юго-Восточной части Урала. Вся Челябинская область является территорией с достаточно низкой среднегодовой температурой наружного воздуха, зимой температура может достигать экстремальных значений – 35°C и ниже. Большинство жителей Metallургического района г. Челябинска живет в многоэтажных многоквартирных домах, отапливаемых от центральных источников тепла, в качестве которых выступают ТЭЦ ООО «Мечел-Энерго» для Северной зоны теплоснабжения и ЧТЭЦ-3 для Южной зоны.

Данные о системе:

- число жителей Metallургического района – 144 тыс. чел.;
- число жителей подсоединенных к центральному отоплению 138 тыс. чел., из которых 71,810 тыс. чел. являются потребителями тепла от ТЭЦ ООО «Мечел-Энерго», остальные потребители – от ЧТЭЦ-3;
- среднегодовая температура наружного воздуха – 7,3 °C;
- минимальная годовая температура наружного воздуха -34 °C;
- число дней отопительного сезона в году – 218 дней;
- основное топливо для производства тепла – природный газ;
- альтернативное топливо – промышленный газ, уголь;
- топливо при аварийной ситуации – уголь;
- теплоноситель – горячая вода;
- максимальная температура отопительной воды в подающем трубопроводе от ТЭЦ ООО «Мечел-Энерго» – 120 °C, от ЧТЭЦ-3 – 150 °C.

В настоящее время разрабатывается проект по переводу тепловых сетей и систем теплоснабжения Северной зоны Metallургического района на новый источник тепла – ЧТЭЦ-3, в связи со строительством парогазового блока – энергоблока ст. № 3.

В проекте предусмотрено строительство и введение в эксплуатацию новой понизительной насосной станции для снижения давления на магистралях. Благодаря этому режим теплоснабжения Северной зоны не будет зависеть от режима тепловой сети в целом. Вследствие этого будет решена многолетняя проблема с недопустимо высоким давлением на внутренних сетях потребителей.

В связи с выбором нового источника, необходимо разработать гидравлический режим, а также произвести реконструкцию ЦТП-9 с переходом на независимую схему теплоснабжения, что обусловлено несовпадением гидравлических режимов тепловой сети и системы

теплоснабжения абонентов, так как ЦТП находится в нижней точке тепловой сети отметка 216, а источника 246.

Преимущества нового источник теплоты заключаются в следующем:

– уменьшение расхода воды на теплоснабжение в связи с повышением температуры теплоносителя, так как ЧТЭЦ-3 работает по температурному графику 150/70 °С, ТЭЦ ООО «Мечел-Энерго» по температурному графику 120/70 °С;

– уменьшение потерь напора за счет снижения расхода сетевой воды, вследствие чего отсутствует необходимость увеличения диаметров трубопровода, что экономически и технически выгодно.

Все перечисленные мероприятия приведут к значительной экономии ТЭР и повышению надежности тепловых сетей в системах транспортировки и распределения теплоты, а также уровня безопасности работы тепловых сетей в связи с уменьшением давления на магистралях в Северной зоне теплоснабжения Metallургического района.

Библиографический список

1. Соколов, Е.Я. Теплофикация и тепловые сети: учебник для вузов / Е.Я. Соколов. – 7-е изд., стереот. – М.: Издательство МЭИ, 2009.

*Р.А.Соловьев, соискатель; рук. Е.Г.Авдюнин. д.т.н., проф.
(ИГЭУ, Ивановский институт ГПС МЧС России, г. Иваново)*

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАДИАЦИОННОГО ТЕПЛООБМЕНА ПРИ ПОЖАРЕ

Рассматриваются четыре приближенных математических модели расчета лучистого теплопереноса, наиболее часто используемые при моделировании пожаров:

- оптически прозрачный неизлучающий газ;
- оптически толстый слой;
- оптически тонкий слой;
- диффузионный метод (метод моментов).

Предполагаем, что существует локальное термодинамическое равновесие внутри излучающего объема [1,2,3].

При использовании приближения оптически прозрачного неизлучающего газа в уравнении сохранения энергии принимаем:

- коэффициент радиационной теплопроводности равен $\lambda_p = 0$;
- источниковый член $q_{vp} = 0$.

В случае оптически толстого слоя (оптическая толщина $\tau \gg 1$, т.е. средняя длина свободного пробега фотона мала по сравнению с характерным размером среды) $q_{vp} = 0$, а коэффициент лучистой теплопроводности равен:

$$\lambda = \frac{16 \sigma T^3}{3 k_p}, \quad (1)$$

где k_p – интегральный коэффициент ослабления излучения; T – локальная температура слоя.

Для гетерогенной среды при этом необходимо проводить расчет образования, движения и коагуляции твердых частиц дыма для определения их размеров и концентрации, определяющих, главным образом, излучательную, поглощательную и пропускательную способности среды. При этом коэффициент ослабления определяется как $k_p = \frac{n\pi d^2}{4}$,

где d – средний диаметр частиц дыма; n – объемная концентрация частиц (число частиц в единице объема).

Для оптически тонкого слоя ($\tau_0 \ll 1$) принимается, что $\lambda_p = 0$, а источниковый член уравнения энергии определяется как [1]:

$$q_{vp} = 4 \pi \epsilon_p \sigma T^4, \quad (2)$$

где ϵ_p – интегральная степень черноты газа.

При промежуточной оптической толщине слоя газа используется диффузионный метод (метод моментов). При этом $\lambda_p = 0$, а источниковый член в уравнении сохранения энергии равен [1]:

$$q_{vp} = \frac{4p}{3} \left(\frac{\partial^2 I_0}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 I_0}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 I_0}{\partial z^2} \right), \quad (3)$$

где I_0 – интенсивность излучения определяется из решения уравнения:

$$\frac{1}{k_p} \left(\frac{\partial^2 I_0}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 I_0}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 I_0}{\partial z^2} \right) = 3\chi(I_0 - I_b(T)), \quad (4)$$

где χ – интегральный коэффициент излучения; $I_b(T) = \sigma T^4$ – интенсивность излучения абсолютно черного тела.

При выполнении закона Кирхгофа [3]:

$$\epsilon_p = 1 - e^{-k_p L}, \quad (5)$$

где ϵ_p – интегральная степень черноты слоя газа толщиной L .

Коэффициент ослабления излучения находится по рассчитанной оптической плотности дыма:

$$k_p = \lambda^* D_{on}, \quad (6)$$

где D_{on} – локальная величина оптической плотности дыма; λ^* – коэффициент для пересчета оптического диапазона излучения в инфракрасный.

В случае только поглощающего газа (эффективным излучением и рассеиванием излучения средой пренебрегаем) справедлив закон Бугера, который для интегрального спектра излучения имеет вид:

$$I = I_0 e^{-k\rho L} \quad (7)$$

где I_0 - интенсивности излучения на выходе из слоя и падающего на слой толщиной L соответственно.

Степень черноты факела рассчитываем следующим образом. Сначала определяется число Бугера из уравнения [2]:

$$Bu = kd_{эф}, \quad (8)$$

где k – коэффициент ослабления газовой среды в объеме факела, который может быть определен по экспериментальным соотношениям [2]. Затем по этому значению находится степень черноты факела по экспериментальным данным, приведенным в работе [2], с учетом свойств конкретного горючего материала.

Библиографический список

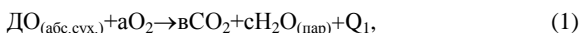
1. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 150 с.
2. Драйзел Д Введение в динамику пожаров. Пер. с англ. – М.: Стройиздат, 1990. - 421 с.
3. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача – М.: Энергия, 1975.- 487 с.

Р.А. Киселев, студ.; П.В. Кукушкин, А.Б. Трояновский соискатели; рук. Е.Г. Авдюнин, д.т.н., проф., (ИГЭУ, г.Иваново)

ГАЗОГЕНЕРАТОРНАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ ПЕРЕРАБОТКИ ВТОРИЧНЫХ ДРЕВЕСНЫХ РЕСУРСОВ

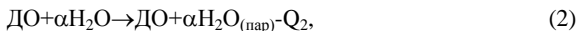
Целью работы является создание энергетической газотурбинной установки мощностью 100-120кВт, работающей на генераторном газе с тепловой мощностью $Q_{гр}=500$ кВт.

Древесные отходы претерпевают в ГГУ различные физико-химические превращения, которые осуществляются по следующим стадиям. Предварительная стадия заключается в разогреве установки до оптимальной температуры начала процесса пиролиза (675-775°К) путем термической обработки подсушенных до влажности $W=0,08-0,1$ древесных отходов (ДО) в избытке воздуха по реакции:



где Q_1 – тепло, выделившееся при сжигании ДО, кДж.

На первой стадии при вторичной загрузке ДО с $W=0,3-0,6$ в ГГУ происходит процесс сушки по реакции:



где Q_2 – тепло, поглощенное для испарения влаги из ДО, кДж.

На второй стадии происходит собой пиролиз, т.е. термическое разложение подсушенных ДО в бункере ГГУ практически без допуска воздуха по реакции:



где C_z – древесный уголь; ГГ – горючий генераторный газ с малым содержанием свободных азота и кислорода; ДС – древесная смола; ПО – прочие органические остатки в продуктах пиролиза; Q_3 – теплота, поглощенная при пиролизе ДО.

Третья стадия представляет собой процесс газификации древесного угля (C_z), а также образующихся при паровоздушном дутье ДС и ПО по реакциям:

- a) $C_{z1} + \text{O}_2 \rightarrow \text{CO}_2 + z_1 + Q_4$;
- b) $C_{z2} + 0,5\text{O}_2 \rightarrow \text{CO} + z_2 + Q_5$;
- c) $C_{z3} + \text{H}_2\text{O} \leftrightarrow \text{CO} + \text{H}_2 + z_3 - Q_6$;
- d) $C_{z4} + 2\text{H}_2 \leftrightarrow \text{CH}_4 + z_4 - Q_7$;
- e) $\text{N}_2 \leftrightarrow \text{N}_2$;
- f) $a\text{ДС} + b\text{ПО} + \text{CO}_2 + d\text{H}_2\text{O} \leftrightarrow e\text{ГГ} + fz_5 - Q_8$,

где $C_{z1} + C_{z2} + C_{z3} + C_{z4} + C_5 = C_z$; C_5 – углерод, содержащийся в виде летучей сажи и шлаке; $z_1 + z_2 + z_3 + z_4 + z_5 = z$ – зола; Q_4, Q_5 – тепло, выделившееся по реакциям а, в; Q_6, Q_7, Q_8 – тепло, выделившееся по реакциям с, d, f; N_2 – свободный азот воздуха, практически не претерпевший изменений, т.е. возможны следы реакции его окисления, которой в материальном балансе газификации пренебрегаем: $\text{N}_2 + 1,5\text{O}_2 \rightarrow \text{NO} + \text{NO}_2$, где NO, NO_2 – оксид и диоксид азота. При температурных режимах газогенераторных установок выбросы этих соединений минимальны.

При газификации древесины с использованием паровоздушного дутья и температуре до $T=1400\text{K}$ образуется ГГ с теплотворной способностью $H_u^\circ = 4660-5800 \text{ кДж/кг}$ и характерным объемно-процентным составом: $V(\text{CO})=19,5\%$ оксид углерода, $V(\text{H}_2)=16,0\%$ водорода, $V(\text{CH}_4)=3,0\%$ метана, $V(\text{CO}_2)=12,0\%$ углекислого газа, $V(\text{O}_2)=0,5\%$ кислорода и $V(\text{N}_2)=49,0\%$ азота. Этот может несколько измениться при изменении состава топлива и условий газификации.

Побочными продуктами газификации ДО, как показывают экспериментальные данные, являются зола (z) до 1,5-2,0%, древесная смола (ДС) до 5,0-10,0% и несгоревший углерод (С) до 1,5-2,5% от массы абс. сух. древесины.

При газификации ДО в ГГУ уравнения теплового баланса можно записать в виде:

$$Q_4 + Q_5 = Q_2 + Q_3 + Q_6 + Q_7 + Q_8 + Q_{\text{пот}} + \Delta_i, \quad (5)$$

где Q_i – тепловые эффекты реакции, $Q_{\text{пот}}$ – потери тепла в окружающую среду через стенки ГГУ, Δ_i^* – изменения полной энтальпии газа выходящего из ГГ, кДж/кг. При этом все величины входящие в уравнения теплового баланса отнесены к 1 кг газа.

Рассмотрим модель ГГУ, габаритные размеры которой при уменьшенной до 50 кВт тепловой мощности были равны 0,5м×0,6м×1,3м.

Расход древесных отходов с влажностью $W=0,3$ при газификации составлял $m=15-18$ кг/час. Такого расхода топлива оказалось достаточно, чтобы обеспечить тепловую мощность ГГУ $Q=50$ кВт. Состав генераторного газа определялся экспериментально и соответствовал приведенному выше составу. Расчетная теплотворная способность получаемого ГГ, определенная из состава, находилась для разных ДО в пределах $\Delta_c H^{ГГ}=4.7-5.2$ МДж/кг, т.е. получаемый генераторный газ, является низкокалорийным, однако его горение в воздухе было устойчивым.

С учетом теплотворных способностей ДО, получаемого ГГ и использования тепла входящего ГГ непосредственно в энерготехнологическую установку расчетный к.п.д. ГГУ находится на уровне $\eta=0,80-0,85$. Таким образом, полученные экспериментальные данные подтвердили правильность принятой теплофизической и термохимической модели ГГУ, учитывающей основные реакции.

Схема ГГУ приведена на рис.1, будет являться экологически чистой, безопасной в эксплуатации, несложной в изготовлении. Принцип работы установки изложен в работах [1,2,3,4,5].

Газогенератор 7 предварительно разогревают до необходимой температуры начала газификации. Для этого в бункер газогенератора 7 загружают требуемое количество ДО (примерно 15% объема бункера). Производят розжиг ДО через нижний люк 3. После достижения необходимого температурного режима газогенератора 7 в бункер на весь объем повторно загружают ДО. В камеру газификации при помощи центробежного вентилятора 2 (или компрессора 19) подают атмосферный воздух для окислительно-восстановительного процесса. На этом главном этапе, происходит процесс газификации ДО с получением горючего газа. Выходящий из газогенератора по трубам 9, 10 горючий газ поступает в водяной холодильник 11 для превращения паров побочных продуктов – смолы и водяного пара в жидкость. Смолосборник 13 для осуществляет сбора жидких смол, воды, летучей сажи, а также возможных следов оксидов азота. Циклон 14 предназначен для дополнительной сушки и очистки газа. Ресивер 16 нужен для подачи генераторного газа в горелку 18 камеры сгорания котельной (ЭТУ) или камеры сгорания газотурбинной установки или для сбора в газовый баллон 20 при помощи компрессора 19.

Основной материал для изготовления установки – листовая сталь толщиной 2,5-7,0мм, огнеупорный кирпич, бетон, металлические трубы. Количество генераторного газа при стационарном режиме обеспечивает тепловую мощность $Q=0,5-5,0$ МВт. Получаемый из ДО газ практически невзрывоопасен, сгорает в воздухе с получением CO_2 и H_2O , фактически не образует экологически вредных оксидов азота, что объясняется выбором соответствующего температурного режима.

Предлагаемый процесс газификации рассчитан на 6 часов непрерывной работы при однократной загрузке ДО с влажностью $W=0,3-0,6$. Дозагрузка может происходить через 1

час работы. После окончания процесса газификации один раз в сутки производится чистка газогенератора от золы, остатков древесного угля, сажи, смолы, проверяется исправность ГГУ.

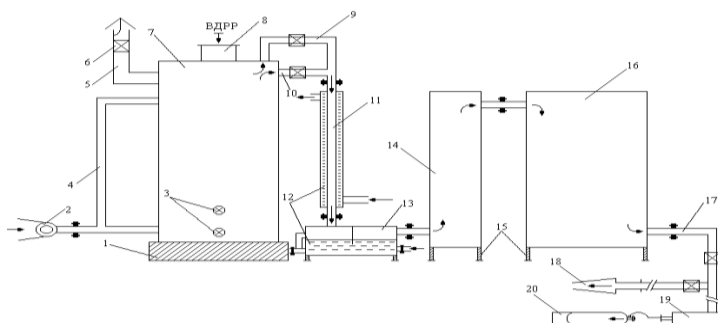


Рис. 1 ГГУ на древесных отходах.

Представляется целесообразным, в ближайшие годы, создать опытно-промышленную установку, которая позволит получать из измельченных или брикетированных ДО газообразное топливо с теплотворной способностью до 5800 кДж/кг (по нашим экспериментальным данным до 5200кДж/кг).

ГГУ может быть использована на деревообрабатывающих предприятиях, в леспромхозах, в сельскохозяйственной местности, на автономных электростанциях и т.д. Экономический эффект от использования газогенераторной установки связан с получением и использованием дешевого газообразного топлива из древесных отходов или торфа, что особенно важно для населенных пунктов, отдаленных от мест добычи газа и от магистральных газопроводов.

Библиографический список

1. **Корякин В.И.** Термическое разложение древесины. – М.: Гослесбумиздат, 1962. – 458с.
2. **Морозов В.В., Завьялов А.Н.** Оптимальные условия технических стадий пиролиза измельченной древесины с катализатором./Сб.трудов ЦНИЛХИ, вып.25. – М.: Лесная промышленность, 1976.
3. Исследование процесса получения горючего газа из древесных отходов лесозаготовительного производства с целью создания газогенераторных установок энергетического и технологического назначения. \Отчет по НИР. – Ленинград. ЛЛТИ им. С.М. Кирова., 1997. – 125с.
4. **Чаттерди А.** Газификация топлив./Биомасса как источник энергии. – М.: Мир, 1985. – с 211-237.
5. **Гинзбург Д.Б.** Газификация низкосортного топлива. – М.: Промстройиздат, 1950. – 172с.

*Р.А. Киселев, студ.; А.М. Клак, соискатель;
рук. Е.Г. Авдюнин, д.т.н., проф., (ИГЭУ)*

ПОТРЕБЛЕНИЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ И ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ В ХАНТЫ-МАНСИЙСКОМ АО

Ханты-Мансийский автономный округ, добывая около 300 млн.т у.т., вместе с собственной инфраструктурой является достаточно крупным потребителем топливно-энергетических ресурсов (около 54 млн. т.у.т.). Свыше 46 % первичных энергетических ресурсов (газ, нефть и др.) расходуется на преобразование в другие виды энергии (электрическую и тепловую). Около 54 % находит применение после соответствующей подготовки в качестве топлива прямого пользования. Главными потребителями конечных энергоносителей (топливо, электричество, тепло) в Ханты-Мансийском автономном округе являются системы транспорта (около 55 %, где основное энергопотребление приходится на магистральный транспорт газа). Около 15 % конечных энергоносителей расходуется в сфере производства промышленной продукции (основная доля в добыче нефти). На коммунальные нужды, сельскохозяйственные и другие работы и потребности приходится менее 15 % потребляемых конечных энергоносителей.

Одной из наиболее развитых отраслей хозяйственного комплекса автономного округа является электроэнергетика. К числу крупных потребителей электроэнергии относятся предприятия топливно-энергетического комплекса, предприятия лесной промышленности, железнодорожного транспорта, речного флота, местной промышленности и сельского хозяйства, а также города поселки городского типа и другие населенные пункты с расположенными в них предприятиями, объектами производственной и социальной инфраструктуры, жилой застройки. Централизованное электроснабжение потребителей на территории Ханты-Мансийского автономного округа осуществляется предприятиями ОАО «Тюменьэнерго». Основными источниками электроснабжения потребителей автономного округа являются Сургутские ГРЭС №1 и № 2, Нижневартовская ГРЭС, от которых расходятся системообразующие электрические сети 500, 220, 110 кВ.

В Белоярском районе источником электроснабжения является действующая Казымская ГТЭС. В предшествующий период развитие электрических сетей в основном было сориентировано на первоочередное обеспечение электроснабжения промышленных потребителей Западно-Сибирского нефтегазового комплекса, а также базовых городов и расположенных на промыслах и при технологических объектах поселков нефтяников и газовиков. Электроснабжение других населенных пунктов осуществлялось по остаточному принципу. Вследствие этого 86 из 220, рассматриваемых населенных пунктов и даже в целом Березовский район, до настоящего времени не подключены к сетям централизованного электроснабжения. Данные по электроэнергетике Ханты-Мансийского автономного округа приведены в табл.1,2,3,4.

На территории Ханты-Мансийского автономного округа источниками теплоснабжения являются 533 котельные, из них 424 котельные являются муниципальными. Суммарная мощность котельных составляет 8775,6 Гкал/час.

В мировом энергетическом балансе [1,2] доля древесных ресурсов не превышает 3,5 % , а в России - 1 %. В 1950 году эта доля составляла в России 9 %, а в 1913 г. – 21 %. Есть, впрочем, и теперь страны, в которых дрова и поныне – основной вид топлива. В странах Африки., например, на дрова идет 88 % всей заготовленной древесины, в Южной Америке – 68 %, а в Индии и Индонезии – 91 и 80 %. Вполне естественно, что в этих странах по мере развития газификации и электрификации, доля потребления дров будет сокращаться, а со временем достигнет обычного для индустриальных стран уровня – 3-5 %.

Таблица 1. Производство электроэнергии млн. кВт.час.

	1990	1991	1992	1993	1994	1995	1996
Сургутская ГРЭС –1	2597	25563	23432	20950	18281	2009	20437
Сургутская ГРЭС –2	3495	33615	32267	27657	26147	2597	25446
Нижневартовская ГРЭС	-	-	-	2682	3876	5391	4616
ХМАО	6092	59178	55699	51289	48304	5145	50499
Удельный вес в производстве ОАО «ГЭ», %	85,6	84,7	84,6	84,4	84,2	83,7	83,9

Таблица 2. Отпущено теплоты, тыс. Гкал.

	1990	1991	1992	1993	1994	1995	1996
Сургутская ГРЭС –1	2035	2089	2362	2190	2474	2168	2384
Сургутская ГРЭС –2	401	363	387	379	388	316	326
Нижневартовская ГРЭС	273	387	478	453	424	317	375
Межотраслевое предприятие КХ	353	335	353	357	342	275	229
ХМАО	3062	3174	3580	3379	3628	3076	3314
Удельный вес в производстве ОАО «ГЭ», %	24,3	24,4	26,1	25,5	28	25,1	25,2

Таблица 3. Мощность электростанций и выработка электроэнергии по Ханты-Мансийскому автономному округу

Категории электростанций	Количество электростанций, шт.	Мощность электростанций тыс. кВт	Выработка электроэнергии, млн. кВт.час
Всего	1796	9578,4	51963
В том числе			
Электростанций общего пользования	3	8924,2	51455,2
При коммунальных предприятиях	14	10	9,8
транспортные	28	181,5	70,6
сельские	85	12,8	16,5
При промышленных предприятиях	298	234,3	80,3
При строительстве	890	127,8	305,5

Прочие	478	87,8	25,1
--------	-----	------	------

Таблица 4. Энергетическая мощность, обслуживающая производственный процесс по Ханты-Мансийскому автономному округу

Отрасли промышленности	Мощность оборудования, тыс.кВт	Потребление электроэнергии тыс. кВт. час
Вся промышленность	14131879	22180150
Топливная	13656948	20184849
-нефтедобывающая	12357627	16530640
-газовая	1299321	3654209
Черная металлургия	0	0
Химическая и нефтехимическая	0	0
Машиностроение и металлообработка	20857	9957
Деревообрабатывающая и целлюлозно-бумажная, в том числе	337518	84709
Лесозаготовительная	314197	59645
деревообрабатывающая	23321	25064
Промышленность строительных материалов	81693	69376
Стекольная и фарфорофаянсовая	2760	644
Легкая	0	0
Пищевая	31942	25752
Мукомольно-крупяная и комбикормовая	0	0
Полиграфическая	161	267
Другие промышленные производства	0	0

Вместе с тем, следует что древесные и растительные ресурсы единственный на Земле возобновляемый органический источник энергии, тогда как ресурсы традиционных видов топлива – нефти, газа, каменного угля – постоянно неизбежно сокращаются [1,2]. Разведанные запасы нефти, например, по оценкам экспертов, могут быть израсходованы еще до конца нашего столетия, природный газ – в течение 150 лет, каменный уголь – в течение 350 лет. И хотя в будущем могут быть открыты другие – пока неизвестные – месторождения, но рано или поздно будут исчерпаны и они. Тем более что нефть широко используется не только как топливо, но и как технологическое сырье для получения многих ценных продуктов.

Крупнейшие нефтяные компании мира выделяют значительные средства для работ в области альтернативных энергоносителей, – прежде всего, солнечной энергии, а также

древесной и растительной биомассы. Эксперты Мирового энергетического союза не предвидят технологического прорыва в этой области, по крайней мере, в ближайшее 10–15 лет, но по мере сокращения запасов нефти ситуация, безусловно, будет меняться. Количество древесины на Земле растет: общий годовой прирост в лесах планеты составляет в среднем 5,5 миллиарда кубометров, т.е. примерно в 1,5 раза больше годового объема лесозаготовок. Это, однако, вовсе не означает безграничных возможностей при использовании древесины как топлива, поскольку спрос на пиломатериалы, древесные плиты, фанеру, целлюлозу и бумагу тоже увеличивается. И в перспективе, видимо, источником тепловой энергии станут не дрова, а разного вида отходы образующиеся при заготовке и переработке древесины: сучья, ветки, верхушки деревьев, кора, опилки куски дерева, горбыль и т.д. Основные перспективы применения древесины в качестве топлива связаны не с брикетами и не с дровами, а с переработкой древесной биомассы в жидкое или газообразное топливо, которое обладает лучшими потребительскими и экологическими свойствами.

Библиографический список

1. Энергетика сегодня и завтра. / Под ред. А.Ф. Дьякова. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 344с.
2. Макаров А. Проблемы энергетики и пути их решения. – Промышленный вестник России, №4, 1994, С. 13-20.

К. С. Тарасов, Е.С. Кузьмина, студ.; рук-ли: В.М. Захаров, к.т.н., проф., Н.Н. Смирнов, ст. препод. (ИГЭУ, г. Иваново)

УМЕНЬШЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ В КАНАЛАХ ТЕПЛОТРАССЫ ЗА СЧЁТ ПРИМЕНЕНИЯ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ ЭКРАНОВ

В развитие темы о применении теплоотражающих экранов в окнах было решено исследовать энергетическую эффективность воздействия теплоотражающих экранов на снижение тепловых потерь в каналах теплотрассы.

Для уменьшения потерь тепла нами был предложен и запатентован способ локализации рассеивания тепловой энергии внутри канала теплотрассы при помощи установки на расстоянии 10 мм от стенок канала теплоотражающих экранов. В данном случае снижаются в большей степени потери от лучистой составляющей теплообмена, за счёт высокой отражательной способности экранов. Также, за счёт создания дополнительной воздушной прослойки уменьшаются и конвективные теплотери. Данная конструкция может использоваться в купе с традиционными теплоизоляционными конструкциями, понижая температуру воздуха за экраном, и тем самым, на внутренней поверхности стенки канала.

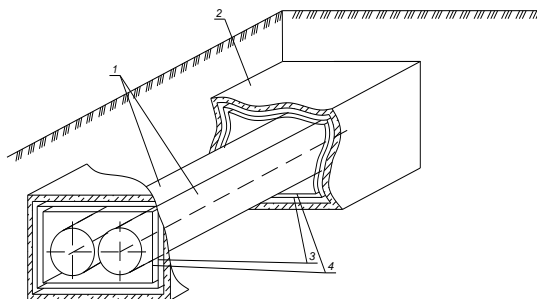


Рис. 1. Устройство для утилизации тепловых потерь в канале теплотрассы:

1- трубопровод тепловой сети; 2 – железобетонная оболочка канала; 3 – теплоотражающий экран; 4 - теплоотражающий экран.

В лаборатории ТМО кафедры Промышленной теплоэнергетики была создана экспериментальная установка, представляющая собой модель канала трубопровода тепловой сети с изоляцией (рисунок 2). На ней были проведены исследования эффективности использования теплоотражающих экранов. Имитация стенки канала тепловых сетей производилась с помощью оболочки из оргстекла. В качестве теплоотражающих экранов использовалась алюминиевая фольга. В качестве тепловыделяющего элемента использовался ТЭН, причём температура на его поверхности регулировалась при помощи лабораторного трансформатора ЛАТР-1М, путём изменения напряжения на наконечниках ТЭН. Электрический ток

преобразовывался из переменного в постоянный с помощью выпрямителя. Электрическая мощность измерялась с помощью мультиметра Щ-4313, температуры с помощью хромель-копелевых термопар (в т.ч. дифференциальных), подключённых к измерительно-регулятору ИРТ-4 (данные переносятся на ЭВМ) и к милливольтметру Щ-300.

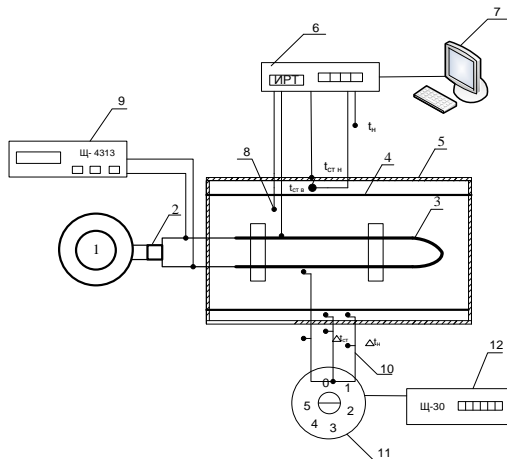


Рис. 2.Схема экспериментальной установки:

1 – лабораторный автотрансформатор регулировочный ЛАТР-1М; 2 – выпрямитель; 3 – ТЭН; 4 – теплоотражающий экран; 5 – корпус канала из оргстекла; 6 – ИРТ-4; 7 – ЭВМ; 8 – хромель-копелевая термопара; 9 – мультиметр Щ-4313; 10 – дифференциальная термопара; 11 – переключатель каналов; 12 – милливольтметр Щ-300.

В ходе проведения эксперимента были получены следующие данные.

Таблица 1. Результаты измерений температур

Измеряемые температуры	Без экрана	С учетом экрана
$t_3, ^\circ\text{C}$	7,04	6,51
$t_4, ^\circ\text{C}$	9,62	7,93
$\Delta t_d, ^\circ\text{C}$	2,61	1,45

t_3, t_4 – температуры на наружной и внутренней поверхностях оргстекла, измеренные хромель-копелевыми термопарами, $^\circ\text{C}$.

Δt_d – разность температур, измеренная дифференциальными термопарами, $^\circ\text{C}$.

Таблица 2. Результаты расчета плотности теплового потока

Удельный (линейный) тепловой поток, Вт/м	Без учета экрана, (q_1)	С учетом экрана, (q_2)
$q_{(3-4)}, \text{Вт/м}^2$	103,2	56,8
$q_{(4,n)}, \text{Вт/м}^2$	104,4	58

Была проведена оценка экономической эффективности внедрения данного проекта.

Суммарные капитальные затраты по проекту установки теплоотражающих экранов в каналах теплотрассы (из расчёта на 100 м^2):

$$K_{\Sigma} = 20000, \text{ руб.},$$

Годовой экономический эффект от реализации энергосберегающего проекта:

$$\mathcal{E}_{\text{год}} = 9280, \text{ руб./год},$$

Годовые поступления денежных средств от реализации энергосберегающего проекта:

$$\Pi = \mathcal{E}_{\text{год}} + A = 11280, \text{ руб./год}.$$

$\Gamma_{\text{г}}$ - годовые амортизационные отчисления, связанные с реализацией проекта б./год.

Основные показатели экономической эффективности капитальных вложений в реализацию энергосберегающего проекта:

- 1) Срок окупаемости проекта:

$$\tau_p = 1.77 \text{ года} \leq 7 \text{ лет}.$$

- 2) Чистый дисконтированный доход (ЧДД):

$$\text{ЧДД} = 16114.91, \text{ руб.} \geq 0.$$

- 3) Индекс доходности проекта:

$$\text{ИД}_d = 3.32 \geq 1$$

Таким образом, можно сделать вывод, что реализация энергосберегающего экономически целесообразна.

*Р.А.Соловьев, соискатель; рук. Е.Г.Авдюнин д.т.н.,проф.
(ИГЭУ, Ивановский институт ГПС МЧС России, г. Иваново)*

МОДЕЛИРОВАНИЕ ГОРЕНИЯ В ЗАКРЫТЫХ ПОМЕЩЕНИЯХ ПРИ ПОЖАРЕ

В основных уравнениях модели область горения (факел) моделируется внутренними источниками энергии, массы и дыма или задаются экспериментально измеренные поля температур и других параметров в этой области.

Моделирование факела горения может быть выполнено с помощью двух основных подходов:

- моделирование при помощи источников энергии, массы и дыма без учета химической кинетики и термогазодинамических условий в области горения;
- непосредственно модели горения.

Среди моделей горения можно выделить следующие:

- диффузионно-вихревая модель;
- модель ламинарных элементов пламени и т.д.

В моделях горения, как правило, предполагают, что химическое взаимодействие в области горения протекает бесконечно быстро по сравнению с тепломассообменными процессами. Поэтому скорость протекания химических реакций горения определяется тепломассообменными процессами, т.е. скоростями доставки в зону горения и перемешивания горючего и окислителя (диффузионное горение).

При моделировании источников энергии, массы и дыма без учета химической кинетики и термогазодинамических условий в области горения вышеперечисленные источники задаются в объеме параллелепипеда с площадью основания, равной площади горючей нагрузки, охваченной горением, а высота составляет $h_f = k_f D_{экр}$, где: $D_{экр} = \sqrt{4F_U / p}$ - эквивалентный диаметр поверхности горения; k_f - эмпирический коэффициент [2] для конкретной горючей нагрузки.

Мощность тепловыделения определяется по формуле

$$Q_{\Gamma} = \eta \psi_{\Gamma} Q_p^H, \quad (1)$$

где ψ_{Γ} - мощность тепловыделения; Q_p^H - низшая рабочая теплота сгорания; η - полнота сгорания.

Полнота сгорания может быть рассчитана, например, по выражению [1,2]:

$$\eta = 0,63 + 0,2X_{O_2} + 1500X_{O_2}^6, \quad (2)$$

где x_{O_2m} – среднеобъемная массовая концентрация кислорода в помещении.

В моделях горения химическая реакция горения может приниматься одно- или многоступенчатой. При этом считается, что газовая смесь состоит из кислорода, азота, газифицированной горючей нагрузки и продуктов горения.

Процесс горения можно представить в виде одной одноступенчатой реакции:



где F - горючее вещество; a_1, a_2, a_3, a_4, a_5 - коэффициенты реакции; Q_r теплота реакции.

Остальными продуктами горения для наиболее распространенных видов горючих материалов пренебрегаем [1,2]. При необходимости можно учесть дополнительные образующиеся в результате прямой реакции вещества.

Азот необходимо учитывать в реакциях горения, потому что он поглощает часть тепла, выделяемого при реакции, и входит в состав продуктов горения.

Влияние турбулентности на протекание химических реакций горения может быть учтено с помощью различных математических моделей, например, с помощью диффузионно-вихревой модели. Одноступенчатую реакцию горения можно представить в более упрощенном виде [1,2]:



где F, O, P - горючее, окислитель и продукт реакции; s - коэффициент.

Тогда скорость реакции равна:

$$G_r = \rho \frac{\varepsilon}{k} \min \left\{ 4X_f; 4 \frac{X_o}{s}; 2 \frac{X_p}{s+1} \right\}, \quad (5)$$

где G_r – массовая скорость реакции в единице объема газовой среды; k - кинетическая энергия турбулентности; ε – скорость диссипации кинетической энергии турбулентности; X_f, X_o, X_p – локальные массовые концентрации продуктов выгорания горючего вещества, кислорода и продуктов горения.

Могут использоваться иные модели горения, приведенные в литературе [1,2], например, трехступенчатая реакция. Однако усложнение модели горения для определения фактических размеров факела не приводит к повышению точности расчетов.

Библиографический список

4. **Патанкар С.** Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 150 с.
5. **Драйздел Д.** Введение в динамику пожаров. Пер. с англ. – М.: Стройиздат, 1990. – 421 с.

Р.А. Киселев, студ.; П.В. Кукушкин, А.Б. Трояновский соискатели; рук. Е.Г. Авдюнин, д.т.н., проф., (ИГЭУ)

АВТОНОМНАЯ ГТУ МОЩНОСТЬЮ 100 КВТ, РАБОТАЮЩАЯ НА ВТОРИЧНЫХ ДРЕВЕСНЫХ РЕСУРСАХ

В данной работе приведено описание энергетической газотурбинной установки эксгаустерного типа, даны параметры термодинамического цикла, центробежного компрессора, регенератора, водоподогревателей, камеры сгорания, центростремительной турбины, оценены массогабаритные показатели, материалоемкость, а также трудоемкость изготовления установки.

При газификации древесных отходов генераторный газ имеет невысокую теплотворную способность $H_u^o = 4,66-5,8$ МДж/кг, повышенную температуру на уровне 655К и давление на уровне атмосферного. Сжатие такого газа до давления 0,4 –1,2Мпа, необходимого для подачи его в камеру сгорания обычно применяемых ГТУ требует создание дополнительного компрессора и затрат мощности на его привод. Кроме того, относительно небольшая для ГТУ единичная мощность $N_e=103$ кВт приводит к малым высотам лопаток, невысоким числам Рейнольдса и, как следствие, к повышенным коэффициентам потерь энергии в турбиномашинах.

Избежать отрицательного воздействия перечисленных факторов можно, применив эксгаустерный вариант установки. В этом варианте минимальное давление в цикле находится на уровне $P_o^* = 0,02-0,025$ Мпа, т.е. меньше атмосферного, а максимальное давление $P_2^* \approx 0,1$ МПа, т.е. примерно равно атмосферному, и, следовательно, не требуется специального компрессора для сжатия генераторного газа, т.к. камера сгорания работает при давлении не выше атмосферного. Некоторое увеличение высот лопаток турбомашин при уменьшении плотности рабочего тела в условиях вакуума приводит к росту чисел Рейнольдса и соответствующему снижению коэффициентов потерь в турбомашинах.

Принципиальная схема установки приведена на рис.1. Топливо (древесные отходы, торф и т.п.) пройдя систему подготовки 2 (сушки) поступает в газогенераторную установку ГГУ-0,5, где газифицируется, после чего поступает в ресивер 3 и затем через вентиль 4 в камеру сгорания 5. В камеру сгорания поступает также воздух, который забирается из атмосферы, проходит фильтр 6, нагревается в маслорадиаторе 14 и в теплообменнике (регенератора) 8. В камере сгорания 5 генераторный газ сгорает в потоке воздуха с выделением теплоты достаточной для нагрева продуктов сгорания до $T_r=1200$ К, что соответствует уровню температур в газотурбинных установках и обеспечивает значительный ресурс ее работы. Продукты сгорания поступают в турбину, где происходит преобразование перепада полной энтальпии газа в механическую работу. Газ за турбиной имеет давление ниже атмосферного ($P_{вых}=0,0302$ Мпа), охлаждается воздухом в регенераторе 8, водонагревателе 9(1) и поступает в центробежный компрессор 10, где сжимается практически до атмосфер-

ного давления. Часть газов (примерно 90%) используется для нагрева воды для бытовых нужд, а часть (примерно 10%) для сушки и подогрева топлива. Полезная мощность с вала турбокомпрессора передается через редуктор 11 на электрогенератор 12, где вырабатывается необходимая электрическая мощность.

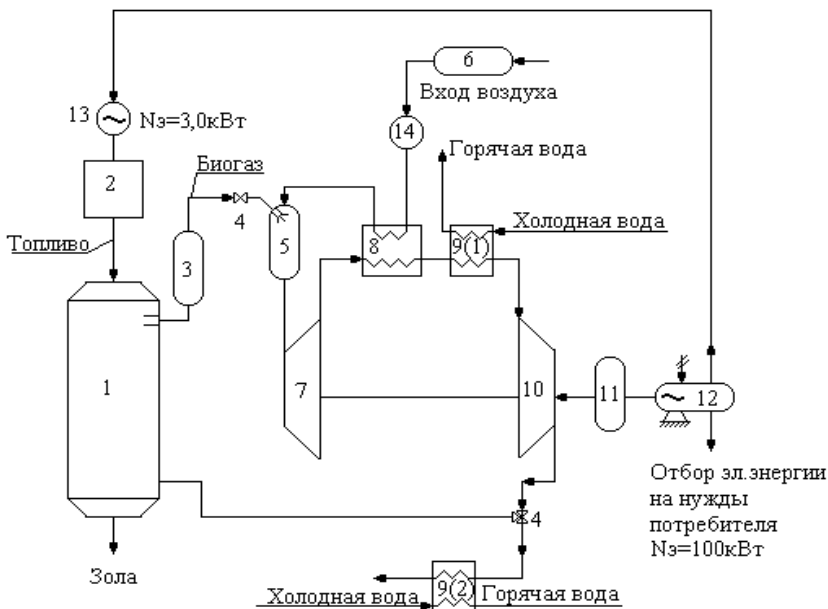


Рис.1 Схема ГТУ с газогенератором

При тепловом расчете выбирались исходные данные, которые реализованы в различных ГТУ. Исходные данные для расчета:

Температура газа перед турбиной – $T_T = 1200 \text{ К}$;

Степень сжатия в компрессоре - $\pi_k = 4,0$;

Начальная температура в компрессоре – $T_0 = 288 \text{ К}$;

Начальное давление воздуха – $P_0 = 0,1013 \text{ Мпа}$;

Коэффициенты давления:

– при входе в компрессор - $\sigma_{вх} = 0,99$;

– по воздуху в теплообменном аппарате - $\sigma_{втo} = 0,975$;

– в камере сгорания - $\sigma_{кc} = 0,985$;

– по тракту между турбиной и теплообменником - $\sigma_{тк-тo} = 0,99$;

– по газу в теплообменнике - $\sigma_{гто} = 0,935$;

– в водонагревателе 1 - $\sigma_{вн1} = 0,985$;

– в водонагревателе 2 - $\sigma_{вн2} = 0,96$;

– в выходном устройстве - $\sigma_{вых} = 0,96$;

Коэффициенты полезного действия:

–компрессора - $\eta_k=0,825$;

–турбины - $\eta_{тк}=0,88$;

–механический, учитывающий потери в подшипниках - $\eta_m=0,99$;

–редуктора - $\eta_{ред}= 0,97$;

–электрогенератора - $\eta_{эл.г}= 0,92$;

Коэффициент полноты сгорания камеры сгорания – $\eta_{кс}=0,99$;

Степень регенерации - $\eta_p= 0,78$.

Термодинамический расчет реальных процессов с учетом принятых коэффициентов потерь и конструктивный расчет, проводится по известным методикам [1-6]. После анализа ряда вариантов может быть принят вариант ГТУ

Электрическая мощность установки $N_e=103кВт$, тепловая мощность $Q_e=303,3кВт$, КПД $\eta_e=0,243$.

Выполненные расчеты основных теплотехнических параметров узлов ГТУ позволили оценить габаритные размеры, затраты металла, а также трудоемкость изготовления. Предварительный проектный расчет позволил определить габаритные размеры проточных частей турбомашин при числе оборотов ротора $n=24000об/мин$. Сопловой аппарат центробежной турбины имеет максимальный диаметр $D_o= 0,609м$, внешний диаметр рабочего колеса $D_{к1}= 0,463м$, средний диаметр выходного сечения $D_{ср2}= 0,231м$. Осевой размер рабочего колеса $0,130м$. Центробежный компрессор имеет следующие характерные размеры: диаметр рабочего колеса при входе $D_1=0,183м$, максимальный диаметр рабочего колеса $D_2=0,387м$, максимальный диаметр лопаточного диффузора $D_4=0,653м$, осевой размер рабочего колеса компрессора $0,130м$. Наибольшие из узлов габариты ГТУ имеет теплообменник (регенератор). Он имеет размеры в плане $0,23м$ и $0,41м$ и высоту $2,0м$. Общие габариты ГТУ с рамой и всеми установленными агрегатами и системами составляют $2,0м \times 2,0м \times 2,2м$, без электрогенератора, который может быть установлен на общей раме с ГТУ. Общие габариты контейнера с ГТУ и электрогенератором: размер рамы $2,0м \times 3,5м$, высота, которая определяется наиболее выступающим агрегатом – регенератором – $2,2м$.

Общая масса газотурбинной установки без стандартного электрогенератора и без газогенератора оценивается величиной $1,2$ тонны, масса газогенератора оценивается величиной $1,5$ тонны, электрогенератора $1,0$ тонн. Каждый из этих блоков может транспортироваться отдельно и собираться на месте. Трудоемкость изготовления оценивается величиной 15000 нормочасов. Себестоимость изготовления каждой из трех опытно-промышленных ГТУ, на одном из российских предприятий, занимающемся производством газотурбинных или дизельных двигателей может быть оценена предварительно на уровне 600 тыс.руб. Эта себестоимость может быть снижена при организации серийного производства.

Выводы

1. Выполнены термодинамические расчеты эксгаустерной газотурбинной установки с электрической мощностью $N_e=103\text{кВт}$, тепловой мощностью $Q_e=303,3\text{кВт}$ и КПД $\eta_e=0,243$ при максимальной температуре перед турбиной $T_3^*=1200\text{К}$, степени сжатия $\pi_k=4,0$.
2. Выполнены проектировочные расчеты узлов газотурбинной установки, в результате чего найдены их размеры и параметры рабочего тела. К.П.Д. центростремительной турбины $\eta_t^*=0,88$, к.п.д. центробежного компрессора $\eta_c^*=0,825$, степень регенерации $\eta_p=0,78$.
3. Оценены массогабаритные характеристики, стоимость материалов и трудоемкость изготовления. Учитывая существенную экономию топливной составляющей, за счет применения вторичных древесных ресурсов, можно сделать вывод о приемлемости технико-экономических показателей рассматриваемой установки.

Библиографический список

1. **Манушин Э.А., Михальцев В.Е., Чернобровкин А.П.** Теория и проектирование газотурбинных и комбинированных установок. – М.: Машиностроение, 1977. – 447с.
2. **Кириллов И.И.** Теория турбомашин. – Л.: Машиностроение, 1979. – 447с.
3. **Пчелкин Ю.М.** Камеры сгорания газотурбинных двигателей. – М.: Машиностроение, 1973. – 392с.
4. **Гельфенбейн Л.Г.** Регенераторы газотурбинных установок. – М.: Машиностроение, 1963. – 179с.
5. **Митрохин В.Т.** Выбор параметров и расчет центростремительной турбины на стационарных и переходных режимах. – М.: Машиностроение, 1974. – 226с.
6. **Розенберг Г.Ш.** Судовые центростремительные газовые турбины. – Л.: Судостроение, 1964. – 256с.

*П.В. Королёв, студ.; рук-ли С.В. Васильев к.т.н., доц.,
А.В. Банников к.т.н., доц. (ИГЭУ, г. Иваново)*

ОСОБЕННОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ КОНДЕНСАЦИОННЫХ КОТЛОВ В ЦЕНТРАЛИЗОВАННОЙ СИСТЕМЕ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Применение конденсационных котлов в системах ЦТС приводит к сокращению потребления топлива до 90 %.

Технология генерации теплоты, реализованная в них, характеризуется высоким КПД порядка 109 %, при 93 % простых котлов у самых продвинутых моделей. При охлаждении пар превращается в жидкость, т.е конденсируется. При этом освобождается определенное количество теплоты. Если конденсацию произвести в специальном теплообменнике, то теплоту можно вернуть в систему отопления.

Главным условием достижения высокой эффективности котлов данного типа является обеспечение наиболее полной конденсации водяного пара, заключенного в отходящих газах. Известно, что конденсация пара происходит на поверхности, температура которой ниже так называемой точки росы, для воды – около 50 °С. Задача конструкторов конденсационных котлов – не дать отходящим газам с более высокой температурой выйти за пределы теплообменника. Для решения этой задачи разработаны специальные конструкции теплообменников, которые обеспечивают наиболее полный отбор тепла отходящих газов, снижение их температуры до точки росы и конденсацию содержащегося в них водяного пара. Освобожденная тепловая энергия (теплота конденсации) в итоге передается системе отопления. Для обеспечения конденсации пара в котлах этого типа используется вода обратной линии отопительной системы. Очевидно, для того чтобы конденсация произошла, температура «обратки» должна быть не выше температуры точки росы. Чем ниже температура системы, а, следовательно, температуры воды в обратной линии, тем полнее конденсируется пар и тем выше КПД конденсационного котла. Так, например, если при температуре воды прямая/обратная 40/30 °С КПД котла равен 108%, то при температуре 75/60 °С – 104 %, при температуре 90/70 °С КПД – около 98 %, но все равно выше, чем у обычных котлов. Каким бы совершенным не был котел, эффективность его работы зависит от параметров системы отопления. Чем ниже температура подаю-

щей/обратной воды, тем полнее будет происходить конденсация водяного пара, и тем большая доля скрытой энергии конденсации будет возвращаться в систему. Чем больше дней в году будут соблюдаться эти условия, тем большую долю отопительного периода котел будет работать в режиме конденсации (этот показатель называют коэффициентом использования котла).

Конденсационные котлы дают наибольший экономический эффект тогда, когда они применяются в совокупности с различными энергосберегающими мероприятиями. Важнейшими из них являются мероприятия по снижению теплопотери зданий: использование эффективных теплоизоляционных материалов, установка энергосберегающих окон, рекуперационного вентиляционного оборудования и т.п. Большое значение, приобретает правильный выбор автоматики управления работой котла. Так называемая погодозависимая автоматика обеспечивает плавное снижение температуры теплоносителя при повышении температуры наружного воздуха и наоборот. Это позволяет поддерживать температуру обратной воды ниже точки росы, делая процесс конденсации непрерывным. Для оптимальной эксплуатации газовых конденсационных котлов очень важно, чтобы температура обратной линии не превышала 50 °С, а разница температур между прямой и обратной линиями — 20 °С. Пренебрежение этими условиями может привести к тому, что потеряется эффект экономии. При проектировании систем отопления с конденсационными котлами необходимо предусматривать, чтобы температура обратной линии не повышалась в результате использования байпасных линий, четырехходовых смесителей, гидравлических распределителей и других устройств, применяемых для регулировки теплового режима системы путем подмешивания горячей воды в холодную. Повышение температуры обратной линии приводит к смещению точки росы за пределы теплообменника и прекращению процесса конденсации. Не следует упускать из виду и проблему отвода конденсата. При работе конденсационного котла мощностью 24 кВт за год образуется 1200–1300 л конденсата. Кислотность конденсат имеет небольшую, рН составляет 3,5–5,5 единиц, поэтому при мощности котла до 50 кВт конденсат разрешается сливать в городскую канализацию.

Практически во всех развитых странах в системах центрального отопления и горячего водоснабжения наиболее часто применяется так называемая независимая система теплоснабжения, предусматривающая подсоединение к тепловой сети объектов посредством индивидуальных тепловых пунктов (ИТП). При этом вода тепловой сети не циркулирует в отопительных приборах потребителя. Тепловая

сеть и контур потребления отделены друг от друга, в них поддерживается разное давление. Тепловая энергия передается к воде контуров потребителя исключительно через теплообменники. Подобная схема применима и к группе зданий. Для поставщика тепловой энергии (ТЭЦ) экономическая выгода от использования независимой системы также очень ощутима. Улучшается режим работы тепловой сети, повышается эффективность систем автоматического регулирования, имеется возможность контроля за всей тепловой сетью и поддержания ее в порядке. Возможные утечки в сети потребителя не приводят к расходу специально подготовленной (умягченной и деаэрированной), а значит, дорогой воды из котельной. При этом потери воды тепловой сети незначительны, снижается до минимума расход подпиточной воды, как следствие – снижаются расходы на водоподготовку, существенно уменьшается опасность коррозии тепловых сетей. Организационно ИТП представляет собой комплект теплораспределительного оборудования, главные компоненты которого – теплообменники контуров отопления и горячего водоснабжения, циркуляционные насосы, а также запорная арматура и контрольно-измерительная аппаратура. Из широкого перечня изделий лучшими характеристиками обладают пластинчатые теплообменники. Они легко разбираются для обслуживания и ремонта (речь идет о разборных моделях), что чрезвычайно важно, учитывая качество теплофикационной воды в российских сетях. Конструкция подобных устройств полностью исключает попадание воды тепловой сети в воду контура горячего водоснабжения. Важнейший элемент ИТП – насосное оборудование, от надежности и эффективности которого будет зависеть вся работа системы теплоснабжения здания в целом. В целях оптимизации энергозатрат желательно применять современное экономичное оборудование с регулируемым приводом. По некоторым данным, установка насосных агрегатов с частотно-регулируемыми электродвигателями позволяет сэкономить до 50 % потребляемой электроэнергии. Каким образом можно использовать энергию обратного теплоносителя, если ее недостаточно для дополнительной нагрузки в виде общепринятой системы радиаторного отопления зданий? Специалисты видят выход из ситуации в подключении к обратному трубопроводу дополнительных низкотемпературных потребителей типа «теплый пол». Такая система работоспособна при температуре теплоносителя в тепловой сети 30–40 °С, и ее использование дает техническую возможность подключать дополнительных пользователей к централизованной системе теплоснабжения в условиях дефицита тепловых мощностей и изношенности городской сети. Солнечные коллекторы разного типа позволяют получить тепловую энергию, которая в первую очередь используется

для приготовления горячей воды, что особенно актуально в летний период года, когда наблюдается максимальная солнечная активность и максимальное потребление горячей воды. Кроме этого в отдельных случаях при построении комбинированных котельных установок тепло от солнечных коллекторов частично можно использовать, например, при работе котельной установки в переходные периоды года. Такой подход позволяет существенно повысить эффективность котельной установки в целом.

Используя энергию солнца, гелиосистемы позволяют ежегодно экономить традиционное топливо:

– до 75 % - для горячего водоснабжения (ГВС) при круглогодичном использовании;

– до 95 % - для ГВС при сезонном использовании;

– до 50 % - для целей отопления;

– до 80 % - для целей дежурного отопления.

благодаря повышенному уровню комфорта, обеспечиваемому напольным отоплением, популярность таких систем непрерывно растет. При этом применение «теплого пола» снижает расходы на обогрев, так как благодаря равномерному распределению тепла в помещении можно поддерживать более низкую температуру и в радиаторных системах. Экономия расходов на отопление составляет 10–30 %. Данная технология соответствует федеральным законам, ГОСТам и СНиПам, а также программам по энергосбережению, но пока ее внедрение в городских многоквартирных домах сталкивается в нашей стране с определенными трудностями.

Зарубежный и российский опыт подсказывает, что при использовании современных технологий в комплексе с новаторскими техническими решениями есть реальная возможность превратить отечественную систему централизованного теплоснабжения в эффективную инфраструктуру, способную экономично и без потерь обеспечить население страны достойным комфортом.

Библиографический список

1. **Закиров Д.Г.** Потенциал повышения экономической эффективности систем теплоснабжения / Д.Г. Закиров, А.В. Полежаев // Энергосбережение, 2006.
2. **Шарипов А.Я.** Энергосберегающие и энергоэффективные технологии основа энергетической безопасности / А.Я. Шарипов, В.М. Силин // АВОК, 2006.
3. **Субботин В.И.** Источники теплоснабжения и их режимы работы: Учеб. Пособие; ГОУ ВПО «Иван. гос. энерг. ун-т имени В.И. Ленина» - Иваново, 2005.

4. <http://www.solarhome.ru/solar/index.htm>

*В.Н. Лапшин, студ.; рук-ли С.В. Васильев, доцент;
А.В. Банников, доц. (ИГЭУ, г. Иваново)*

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ИСТОЧНИКА ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОТЫ ПАРОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ НА НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНОМ РАБОЧЕМ АГЕНТЕ

Одним из важных вопросов при проектировании и эксплуатации ПТУ на низкокипящем рабочем агенте является определение оптимального перепада температур в конденсаторе и испарителе, который выражается в конкретных технико-экономических показателях работы установки.

Данная работа посвящена исследованию влияния температуры источника тепловой энергии на эффективность работы паротурбинной установки на низкокипящем рабочем агенте.

В качестве источников тепловой энергии могут использоваться как сточные воды с температурой близкой к температуре окружающей среды, так и тепло, сбрасываемое различными агрегатами и системами в процессе их работы.

Энергию источников тепла можно собрать и использовать для различных технических нужд, в том числе и выработки электрической энергии, при реализации цикла Ренкина. Установки, реализующие эти процессы, можно назвать утилизирующими (УУ). Принципиальная схема такой установки такая же, как и схема ПТУ.

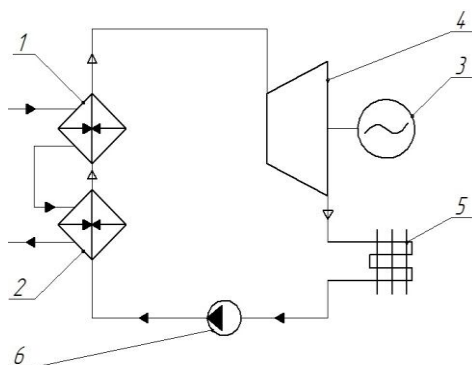


Рис. 1. Принципиальная схема УУ: 1-перегреватель; 2-испаритель; 3-генератор; 4-фреоновая турбина; 5-конденсатор; 6-насос

Основной проблемой применения подобных установок является низкий потенциал рассматриваемых источников тепловой энергии. Однако, существуют и широко используются в технике фреоны и хладоны, которые при значительном давлении имеют низкую температуру кипения. В табл. 1 приведены сравнительные значения температуры кипения фреонов и воды при различных значениях давления.

Таблица 1. Температура кипения рабочих тел в зависимости от давления.

Давление, МПа	Температура кипения рабочего тела, °С			
	Вода	Фреон R-13	Фреон R-113	Фреон R-502
3	233,86	18	220	67
1,5	198,3	-11	160	33
0,5	151,84	-46	104	-4

Цикл, осуществляемый в УУ, представлен на рис. 2.

Как видно из рисунка 2, цикл ограничен в верхней части температурой источника тепла, а снизу температурой окружающей среды.

Определение эффективности цикла проводилось на примере фреона R1270 с помощью метода эксергетического КПД. Расчет проводился для г. Иваново для холодного периода года со среднесуточной температурой -2,9 °С.

$$\zeta_{\text{ex}} = \frac{e_{\text{пол}}}{e_{\text{затр}}} = \frac{h_2 - h_3 - T_0 \cdot (s_2 - s_3^D)}{h_2 - h_1 - T_0 \cdot (s_2 - s_1)}$$

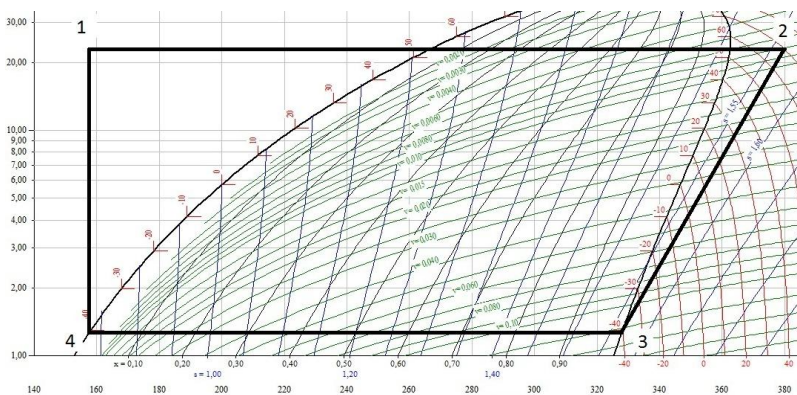


Рис. 2. Идеальный цикл, осуществляемый в УУ

В результате расчета, выяснилось, что при уменьшении разности температур окружающей среды и источника тепла эксергетический КПД УУ уменьшается, так же уменьшается работа турбины, при малом значении которой срок окупаемости УУ стремится к бесконечности.

Библиографический список

1. Интернет-ресурс www.transcool.ru
2. **Гринман М.И., Фомин В.А.** Перспективы применения энергетических установок с низкикопящими рабочими телами / Новости теплоснабжения. 2010. №7.
3. **Андреев А.А.** Анализ энергетических характеристик аммиачных утилизационных силовых установок // Холодильная техника і технология. – 2006. - № 5 (103). – С. 75-80.
4. **СНиП 23 - 01 - 99.** Строительная климатология и геофизика / Госстрой России. - М.: ГУП ЦПП, 2003. - 51 с.

*Э.Д. Матасов, студ.; рук-ли А.В. Банников, доц.;
С.В. Васильев, доц. (ИГЭУ, г. Иваново)*

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ИСПОЛЬЗУЕМОГО РАБОЧЕГО АГЕНТА НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОТЫ ПАРОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ НА НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНОМ РАБОЧЕМ АГЕНТЕ

В настоящее время вопросы энергоэффективности и энергосбережения становятся все более актуальными. Это обусловлено многими факторами, одним из которых является повышение стоимости источников энергии (нефть, газ, уголь) и как следствие, тарифов на энергию.

В ходе производственной деятельности промышленных предприятий с различными теплоносителями сбрасывается большое количество тепла, которое не используется в рабочем цикле.

Установки, реализующие процессы утилизации, можно назвать утилизирующими (УУ). Принципиальная схема такой установки такая же, как и схема ПТУ.

Основной проблемой применения подобных установок является низкий потенциал рассматриваемых источников тепловой энергии. Однако, существуют и широко используются в технике фреоны и хладоны, которые при значительном давлении имеют низкую температуру кипения. В таблице 1 приведены сравнительные значения температуры кипения фреонов и воды при различных значениях давления.

Переход на низкикопящие рабочие тела (НРТ) обеспечивает целый ряд преимуществ: отсутствие вакуума в установке; меньшие габариты и отсутствие коррозии элементов установки и эрозии лопаток турбины; низкая частота вращения турбины. Если для водяного пара из-за вакуума температура конденсации поддерживается не ниже 25...30 °С, то для НРТ возможно понижение этой температуры (например, в холодное время года), что увеличивает полезную работу цикла.

Таблица 1. Температура кипения рабочих тел в зависимости от давления.

Давление, МПа	Температура кипения рабочего тела, °С			
	Вода	Фреон R-13	Фреон R-113	Фреон R-502

3	233,86	18	220	67
1,5	198,3	-11	160	33
0,5	151,84	-46	104	-4

Большое количество природных и синтезированных НРТ дает возможность подобрать рабочее вещество, обладающее наиболее подходящими эксплуатационными характеристиками практически для любой теплоэнергетической установки.

При выборе рабочего агента, используемого в УУ, к фреонам предъявлялись следующие требования:

- критическая температура не должна быть менее 70 °С,
- температура при атмосферном давлении не должна превышать -40 °С,
- линии постоянной энтропии не должны быть эквидистантными пограничной кривой $x=1$ (из-за невозможности осуществления цикла Ренкина).

Из рассматриваемых фреонов: R11, R113, R114, R1150, R12, R123, R1270, R13, R134a, R14, R152a, R170, R21, R23, R290, R50, R500, R502, R507, R508a, R600, R600a, R717, – требованиям удовлетворяют: R12, R1270, R134a, R152a, R290, R500, R502, R507.

Цикл, осуществляемый в УУ, представлен на рисунке 1.

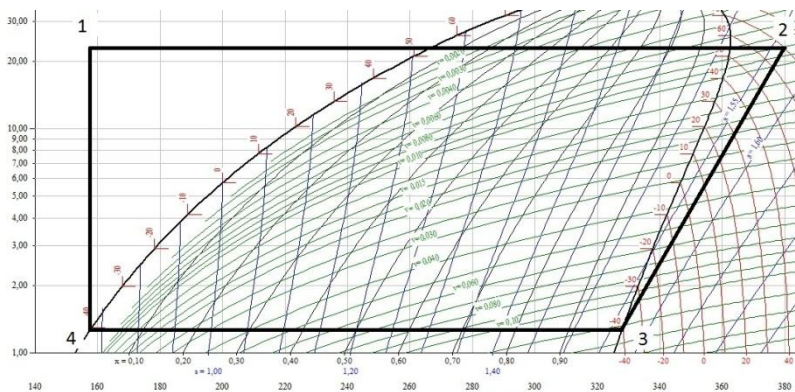


Рис. 1. Идеальный цикл, осуществляемый в УУ

Как видно из рис. 1, цикл ограничен в верхней части температурой источника тепла, а снизу температурой окружающей среды.

Для выявления наиболее эффективного НРТ использовался метод эксергетического анализа, при котором КПД цикла рассчитывается как

$$\varepsilon_{\text{ex}} = \frac{e_{\text{пол}}}{e_{\text{затр}}}$$

В холодный период года и северных районах из-за низкой температуры окружающей среды, повышается потенциал источников тепловой энергии, что дает наибольший эффект от применения УУ на НРТ.

Наиболее универсальным рабочим агентом является фреон R1270, в виду его оптимального диапазона температур, в котором он может применяться в различных климатических зонах.

Библиографический список

1. **Интернет-ресурс** www.transcool.ru
2. **Гринман М.И., Фомин В.А.** Перспективы применения энергетических установок с низкокипящими рабочими телами / Новости теплоснабжения. 2010. №7.
3. **Андреев А.А.** Анализ энергетических характеристик аммиачных утилизационных силовых установок // Холодильна техника і технологія. – 2006. - № 5 (103). – С. 75-80.
4. **СНиП 23 - 01 - 99.** Строительная климатология и геофизика / Госстрой России. - М.: ГУП ЦПП, 2003. - 51 с.

*А.В. Шаров, студ.; рук В.И.Субботин, проф.,
С.В. Васильев, доц. (ИГЭУ, г. Иваново)*

ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПАРОВОЙ КОТЕЛЬНОЙ «КИРОВСКОГО» РУДНИКА

В существующих промышленно-отопительных котельных в основном установлены паровые котлы ДКВр и ДЕ, способные производить от 4 до 25 т пара в час. Чаще всего это котлы насыщенного пара с давлением до 1,4 МПа. Для нужд технологии промышленных предприятий требуется пар более низкого давления – 0,5... 0,6 МПа, а для системы отопления и того меньше – 0,12...0,15 МПа. В силу этого на практике эксплуатация паровых котлов ведется в номинальном режиме с последующим дросселированием пара до требуемого потребителем давления. В этом случае в процессе дросселирования пара происходит необратимая потеря его потенциальной энергии.

Аналогичная ситуация существует на одной из котельных г. Кировск Мурманской области. В котельной «Кировского» рудника установлены 4 паровых котла ДЕ -25-14/225 и 2 котла ДЕ -25-14/194. Основным потребителем пара является «Кировский» рудник для которого требуется давление пара составляет 0,6 МПа, что обуславливает необходимость применения редуцированной установки.

Для повышения энергетической эффективности работы котельной нами рассмотрена целесообразность реконструкции котельной в мини – ТЭЦ путем установки турбоагрегатов, что позволяет более полно использовать энергетический потенциал оборудования котельной.

Рассмотрены два варианта установки турбоагрегатов: применение лопаточной паровой турбины с противодавлением (Р) и паровая винтовая машина (ПВМ).

В последние годы выпуск малых паровых турбин освоен на ряде предприятий (Калужский турбинный завод, Кировский и Пролетарский заводы в Санкт-Петербурге и др.). В качестве лопаточного турбоагрегата на основании анализа технических характеристик турбогенераторов выбрана турбогенераторная установка ТГУ Р -0,5-11/6 «Турбопар».

Конструктивно турбогенераторная установка (ТГУ) «Турбопар» представляет собой компактный блок, состоящий из противодавленческой паровой турбины и электрического генератора, размещенного на одной раме.

Турбина выполнена на основе ступени давления с повторным подводом рабочего пара. Такое конструктивное исполнение позволяет реализовать на одном рабочем колесе принцип многоступенчатой турбины (от 3 до 7 ступеней). После любой из ступеней турбины могут быть организованы промежуточные отборы пара одного или нескольких давлений по необходимости.

Разработанная турбина имеет сопловое парораспределение, два регулирующих клапана, что позволяет использовать ее на частичных (малорасходных) нагрузках более эффек-

тивно, чем турбину классического осевого типа. Это подтверждается результатами испытаний ТГУ Р-0,25-14-250/6 мощностью 250 кВт. Производителем данных турбин является ООО «Ютрон-Паровые турбины»

Производителями паровых винтовых машин являются такие предприятия, как: ЗАО «Независимая энергетика», ЗАО «Эко-энергетика» и ОАО «Электротехническая корпорация». В результате анализа технических характеристик приняты агрегаты типа ПВМ -250, ПВМ-500 производитель - ЗАО «Эко-Энергетика».

Основной элемент агрегата ПВМ – расширитель паровой винтовой (РВП-0,2М), представляющий собой безлопаточную паровую турбину с противодавлением. В корпусе турбины помещаются ведущий и ведомые роторы в виде шнеков (винтов). Достоинством энергоустановки ПВМ является то, что она может работать на паре любого качества и высокой влажности, в отличие от паровых турбин с лопаточным ротором. Технологический процесс работы турбины полностью автоматизирован. Отработанный пар используется для обеспечения потребителей тепловой энергией для нужд технологии, отопления, вентиляции и горячего водоснабжения.

ПВМ имеет технические преимущества по сравнению с лопаточной паровой турбиной:

- высокий КПД расширения (0,7-0,75) в широком диапазоне режимов (конденсат, образующийся при расширении пара, заполняет зазоры между рабочими органами, уменьшая тем самым протечки пара и повышая КПД);
- простота конструкции, высокая ремонтпригодность;
- высокий межремонтный ресурс;
- работа на паре любой влажности, в то время как минимальная степень сухости пара на выходе лопаточных турбин составляет 88%.
- неприхотливость к качеству пара, наличию в нем частиц окалины, грязи;
- меньше габариты и масса, чем у лопаточной турбины аналогичной мощности. Это важно при размещении ПВМ в действующем здании котельной;
- высокая маневренность при изменении режима работы, быстрый пуск и останов;
- высокая эксплуатационная надежность и безопасность при возникновении аварийной ситуации.

В работе был произведен технико-экономический расчет целесообразности реконструкции котельной в мини-ТЭЦ.

Библиографический список

1. **Бурносенко, А.Ю.** Мини-ТЭЦ с паровыми турбинами для повышения эффективности промышленно-отопительных котельных /А.Ю. Бурносенко // Новости теплоснабжения, №1, 2009, С.36-38.
2. **Березин С.Р.** Паровая винтовая машина как средство энергосбережения / С.Р. Березин, В.М. Боровков, В.И. Ведейко, А.И. Богачева // Новости теплоснабжения, №7, 2009, С.23-26.
3. **Пакшин А.В.** Эффективность реконструкции пароводогрейной котельной в мини-ТЭЦ / А.В. Пакшин, З.Ф. Каримов // Промышленная теплоэнергетика, №10, 2004, С.27-32.

С.А. Банникова, асп.
(ИГЭУ, г. Иваново)

ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ УСТРОЙСТВА ПО УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ В КАНАЛЕ ТЕПЛОТРАССЫ

На сегодняшний день задача повышения энергетической и экономической эффективности сетей систем централизованного теплоснабжения в Российской Федерации стоит особенно остро. В этой связи, необходимыми являются решения задач по сокращению тепловых потерь, их локализации или возврату в систему теплоснабжения.

Предлагаемое устройство по утилизации тепловых потерь в канале теплотрассы, представляющее собой парокompрессионный трансформатор теплоты с винтовым спиральным коллектором, позволяет возвращать потерянную при транспортировке теплоносителя тепловую энергию обратно в систему теплоснабжения.

Эффект от применения устройства достигается тем, что низкопотенциальный поток тепловой энергии от сети централизованного теплоснабжения в количестве, не превышающем нормируемые тепловые потери с единицы длины теплотрассы, направляется при помощи горизонтального винтового спирального коллектора в испаритель теплового насоса. Для этого организован контур циркуляции промежуточного теплоносителя между винтовым спиральным коллектором и испарителем теплового насоса. В этой связи важным условием работы устройства является организация режима отбора теплоты от сети таким образом, чтобы, с одной стороны, ограничить его допустимым значением теплового потока [1], а с другой стороны обеспечить отбор, необходимый для эффективной работы теплового насоса. Возможным вариантом разрешения этой дилеммы является локализация рассеивания тепловой энергии внутри канала теплотрассы, размещением в ней теплоотражающих экранов, что позволит исключить нежелательное вторжение в процесс транспортировки теплоносителя в сети [2].

Математическое описание сложного радиационно-конвективного теплообмена основано на принципе суперпозиции. Исходными являются уравнения радиационного и конвективного теплообмена и соответствующие граничные условия.

Процесс конвективного теплообмена управляется основными законами сохранения массы, количества движения и энергии, определяющими поле температур в потоке и, следовательно, тепловые потоки [3].

Уравнение движения выглядит следующим образом

$$\mathbf{V}_x \frac{\partial \mathbf{V}_x}{\partial x} + \mathbf{V}_y \frac{\partial \mathbf{V}_y}{\partial y} = g\beta(t - t_a) \sin\left(\frac{x}{R}\right) + \nu \frac{\partial^2 \mathbf{V}_x}{\partial y^2}.$$

Уравнение неразрывности

$$\frac{\partial V_x}{\partial x} + \frac{\partial V_y}{\partial y} = 0.$$

Уравнение энергии, выведенное на основе закона сохранения

$$V_x \frac{\partial t}{\partial x} + V_y \frac{\partial t}{\partial y} = \alpha \frac{\partial^2 t}{\partial y^2},$$

где V_x, V_y – компоненты вектора скорости,

g – величина силы тяжести на единицу массы жидкости;

β – коэффициент теплового объемного расширения жидкости;

t_a – температура и температура окружающей среды;

ν – коэффициент кинематической вязкости жидкости;

α – коэффициент температуропроводности жидкости.

Граничные условия имеют следующий вид

$$V_x = V_y = 0, \quad t = t_s(x) \quad \text{или} \quad -\lambda \frac{\partial t}{\partial y} = q_s(x) \quad \text{при} \quad y = 0;$$

$$V_x \rightarrow 0, \quad t \rightarrow t_a \quad \text{при} \quad y \rightarrow \infty,$$

где $q_s(x)$ – заданный тепловой поток на поверхности;

λ – коэффициент теплопроводности;

t_s – температура на поверхности.

Особенностью теплообмена излучением является то, что излучающее тело полностью окружено поверхностью другого [4]. При этом вся излучаемая центральным телом энергия падает на внешнее тело, но излучение внешней поверхности только частично падает на центральное тело, а остальная часть излучения снова попадает на ту же поверхность.

Вышеприведенные уравнения относятся к системе координат, представленной на рис. 1.

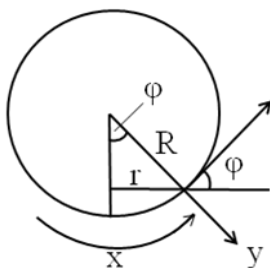


Рис. 1. Система координат для исследования естественной конвекции около горизонтального цилиндра

Расчетная формула для расчета результирующего теплового потока между телами для такой системы выглядит следующим образом

$$Q = \varepsilon_{\text{пр}} C_0 F_1 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right],$$

где C_0 – коэффициент излучения абсолютно черного тела;

F_1 – расчетная поверхность теплообмена излучающего тела;

T_1, T_2 – температуры тел;

$\varepsilon_{\text{пр}}$ – приведенная степень черноты системы.

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)}.$$

Предлагаемое устройство также может применяться для прогрева теплотрассы в зоне расположения коллектора на случай критических аварийных ситуаций в холодное время года, для бесконтактного точечного подсоединения потребителя тепловой энергии.

Библиографический список

1. **СНиП 41-03-2003.** Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов / Госстрой России. – М.: ГУП ЦПП, 2003. – 22 с.
2. **Захаров В.М., Банникова С.А., Смирнов Н.Н.** Устройство для утилизации тепловых потерь в канале теплотрассы. Патент на полезную модель № 103175, 2011.
3. **Джалурия Й.** Естественная конвекция: Тепло- и массообмен. Пер. с англ. – М.: Мир, 1983. – 400 с., ил.
4. **Болгарский А.В.** Термодинамика и теплопередача. Учебн. для вузов. Изд. 2-е, перераб. и доп. М., «Высш. школа», 1975

*Д.А. Лапатеев, студ.; рук-ли В.М. Захаров, к.т.н., доц., Н.Н. Смирнов, ст. препод.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

РАЗРАБОТКА И СОЗДАНИЕ ЛАБОРАТОРНОГО СТЕНДА ПО СУШКЕ МАТЕРИАЛОВ

Современные предприятия пищевой, машиностроительной, медицинской, и легкой промышленности (а также предприятия по производству строительных материалов) трудно представить без сушильных установок.

Сушка — это процесс удаления влаги из твердого или пастообразного материала путем испарения содержащейся в нем жидкости за счет подведенного к материалу тепла. Целью сушки является улучшение качества материала (снижение его объемной массы, повышение прочности) и, в связи с этим, увеличение возможностей его использования.

Для изучения процессов, происходящих в сушильных установках, в реконструируемой лаборатории «Тепломассообменное оборудование промышленных предприятий» (А-324, А-324а) кафедры «Промышленная теплоэнергетика» ИГЭУ был создан лабораторный стенд по сушке материалов.

В ходе проведения лабораторной работы по сушке материалов должны были решаться нижеуказанные задачи:

- изучение процесса сушки влажного материала в сушильной установке;
- построение термограммы сушки;
- построение кривой сушки;
- определение коэффициента тепло- и массообмена;
- выведение аналитических зависимостей для некоторых измеренных величин;
- расчёт интенсивности испарения в периоде постоянной и падающей скорости;
- аналитический расчёт времени сушки и сравнение с экспериментальными данными.

В данной лабораторной работе смоченный испытываемый образец, расположенный в прозрачной в трубе, сушится с помощью горячего воздуха. Для реализации данной модели был создан следующий лабораторный стенд (рис. 1).

Прозрачная труба 1 из оргстекла, диаметром 150 мм, с помощью крепёжных хомутов 3 жестко зафиксирована на каркасе 2, выполненном из листов оргстекла. Испытываемый образец 4 (сшитый кусок войлока), предварительно замоченный в ванночке с водой, помещён в обтекатель 5 из пенопласта для физического моделирования процесса сушки с двух прямоугольных плоскостей (без испарения влаги с торцов образца). Для определения количества испарённой влаги с поверхности материала образец подвешен к лабораторным ювелирным весам 6 с помощью штанги 7.

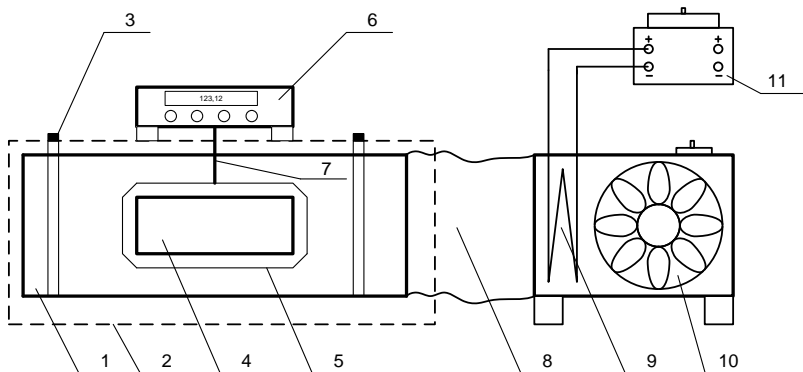


Рис. 1. Схема лабораторной установки по сушке материалов.

Горячий воздух поступает из тепловентилятора, соединённый с трубой при помощи алюминиевого рукава (для уменьшения воздействия вибрации от двигателя и крыльчатки вентилятора на ювелирные весы). Воздух подаётся в трубу вентилятором 10, причём его подогрев осуществляется при помощи ТЭН. Регулирование температуры горячего воздуха происходит за счёт изменения напряжения, задаваемого лабораторным автотрансформатором 11.

Для определения параметров испытываемого образца и воздуха используется нижеприведённая измерительная система (рис. 2.)

Параметры воздуха определяется с помощью следующих приборов: температура и скорость с помощью термоанемометра-термометра ТТМ-2-01 (поз. 9), а также с помощью адаптера-анемометра 3, подключённого к универсальному измерителю АТТ-9501 1; влажность воздуха определяется с помощью адаптера-психрометра 2.

Также температуры воздуха и влажного материала определяются с помощью термопар 4, подключенных к измерителю-регулятору температуры ИРТ-4 (поз. 5). Данные с прибора поступают на ЭВМ 6, где обрабатываются и выводятся в виде мгновенных значений и графиков изменения температур на жидкокристаллический экран. Следует отметить, что термопары вшиты в испытываемый образец.

Изменение содержания влаги в образце определяется с помощью ювелирных весов АСОМ.

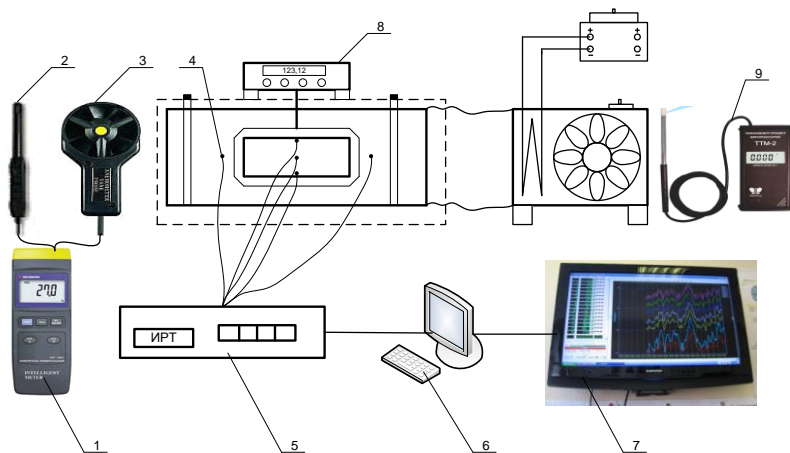


Рис. 2. Система измерения параметров образца и воздуха

Точки измерения величин указаны на рис.3.

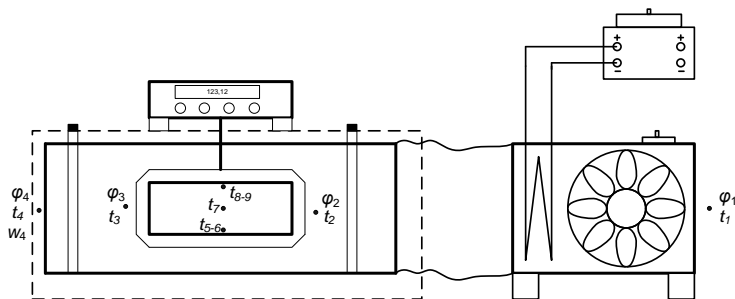


Рис. 3. Контрольные точки определения параметров.

Р.В. Салагор, О.А. Батунова, студ.;
рук. А.В. Коновалов, к.т.н, доц. (ИГЭУ)

МЕТОДЫ БОРЬБЫ С ГАЗОВЫМИ ВЫБРОСАМИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Любое автопредприятие, крупный гараж или парковка под зданием сталкиваются с проблемой удаления выхлопных газов. Особенно остро этот вопрос стоит для автосервисов, в помещении которых автомобили порой подолгу остаются с работающим двигателем, поэтому необходимо иметь эффективную систему газоудаления (назовем ее для краткости СГУ). Для обеспечения комфортных условий труда, поддержания чистоты и порядка в гаражах лучшим решением являются системы удаления выхлопных газов.

Основой систем удаления выхлопных газов является возможность улавливания и удаления выхлопных газов непосредственно от выхлопной трубы автомобиля. Поэтому системы удаления выхлопных газов обеспечивают 100 % удаление загрязнений из рабочей зоны и могут применяться в самых различных помещениях, где производятся работы с автотранспортом.

Для любых помещений, в воздушную среду которых могут выделяться выхлопные газы, построение системы удаления выхлопных газов является единственным способом вентиляции помещения в которых они выделяются, обеспечивающим чистую воздушную среду в зоне дыхания рабочего и в закрытом помещении при минимальных затратах на свое построение и дальнейшие эксплуатационные затраты.

Благодаря такому способу вентиляции не допускается распространение выхлопных газов по всему помещению, в рабочей зоне обеспечивается чистая воздушная среда и при этом уменьшаются затраты на тепловую и электрическую энергию. Рассматриваемое оборудование позволяет построить систему удаления выхлопных газов любой сложности, которая сможет решить проблему загрязнения воздуха выхлопными газами в рабочем помещении любого автохозяйства – ремонтного бокса, автосервиса, автозавода, стоянки автомобильного транспорта.

Необходимость внедрения системы очевидна, так как хорошо известно, насколько опасно находиться, в помещении вместе с автомобилем, двигатель которого включен, поскольку даже не продолжительное пребывание в загазованном помещении может привести к смертельному исходу. Даже если такое помещение не достаточно большое по объему и приходится открывать окна и двери для дополнительной вентиляции, что неэкономично в холодное время года.

Обычная вентиляционная система не может обеспечить ПДК вредных веществ, содержащихся в выхлопных газах, в зоне дыхания человека, а значит сотрудники автопредприятий и автосервиса постоянно подвергаются воздействию монооксида углерода CO, оксидов азота NO, NO₂, диоксида серы SO₂, углеводородов, свинца, кадмия и т. д.

В результате воздействия таких загрязнителей, вызывается расстройство нервной и

сердечно-сосудистой системы, появляется головокружение, рвота, отдышка, со временем происходит разрушение костной ткани и ухудшение зрения, а также приобретаются такие заболевания, как атеросклероз, хронический гастрит, бронхит, ларингит, рак легких.

Внедрение системы удаления выхлопных газов обеспечит требуемый уровень ПДК в рабочей зоне, что требуется законодательством всех стран мира в сфере охраны труда и экологии.

Условия современного автосервиса предъявляют требования к экологии и промышленной санитарии, что находит свое отражение при аттестации рабочих мест по условиям труда и последующей сертификации на соответствие требованиям по охране труда.

Целесообразность капиталовложений на оборудование помещений автопредприятия и автосервиса системой удаления выхлопных газов легко обосновывается. Как только система местной вытяжной вентиляции смонтирована, расходы на общеобменную приточно-вытяжную вентиляцию немедленно уменьшатся. При использовании местной вытяжной вентиляции обеспечиваются эргономичные условия труда, а также существенно снижается себестоимость продукции. Расчеты показали, что экономия электроэнергии достигает 60 %. Основной причиной такой экономии является сокращение использования обменной вентиляции. За счет переработки малых объемов воздуха с высоко концентрацией вредных веществ снижается энергопотребление, при этом использование оборудования меньшей мощности и габаритов резко снижают затраты на проведение плановых ремонтных и профилактических работ.

СГУ развиваются от простых к сложным. Помимо вентиляторов созданы всевозможные приспособления, призванные обеспечить максимальную эффективность и удобство пользования системами. Кроме того, появились многочисленные виды конструкций СГУ, которые могут удовлетворить потребности любого автосервиса. Некоторые СГУ позволяют полностью произвести диагностику автомобиля на разных постах без отключения от вытяжной системы.

Библиографический список

1. Синельников А.Ф., Штоль Ю.Л., Скрипников С.А. Кузова легковых автомобилей: обслуживание и ремонт. – М.: Транспорт, 1999 г.
2. Епифанов Л.И. Техническое обслуживание и ремонт автомобилей.
3. Экологическая безопасность автотранспортного комплекса. URL: http://www.centreco.ru/lit_def.41.php

*М.В. Пророкова, студ.; В.И. Субботин, к.т.н., проф.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ПРЕДЛОЖЕНИЯ ПО ПОВЫШЕНИЮ ЭФФЕКТИВНОСТИ РЕГУЛИРОВАНИЯ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ КОРПУСА «В» ИГЭУ

Самочувствие человека при его длительном пребывании в помещении зависит от уровня комфортности микроклимата в рабочей зоне. В зависимости от категории работ и условий труда в помещении могут быть установлены оптимальные, либо допустимые параметры микроклимата. Нормируются при обеспечении необходимого уровня комфортности температура, относительная влажность и подвижность воздуха рабочей зоны.

Оценка соответствия микроклиматических параметров воздуха допустимым условиям была проведена в январе-феврале 2012 г. в кабинетах и аудиториях учебного корпуса «Б» ИГЭУ. В указанных помещениях в рабочее и нерабочее время были измерены температура, относительная влажность и подвижность воздуха в соответствии с методикой, изложенной в [1]. В процессе оценки качества микроклимата было обследовано 23 учебных аудитории и 15 рабочих кабинетов. Поскольку данные помещения предназначены для занятий умственным трудом, их можно отнести ко II категории [1]. Оптимальные и допустимые параметры микроклимата в холодный период года для данной категории помещений приведены в таблице 1.

Таблица 1. Оптимальные и допустимые нормы температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха в обслуживаемой зоне помещений II категории общественных зданий

Параметры	Температура духа, °С	Относительная влажность	Подвижность духа, м/с
оптимальные	19-21	45-30	<0,2
допустимые	18-23		<0,3

Анализ результатов измерений показал, что в рабочее время для 86% помещений характерна избыточная подача теплоты (температура на 2-3⁰С выше допустимых значений), 10% находятся в оптимальных условиях по температурному режиму и только 4% - в допустимых. Для 89% рабочих кабинетов характерна низкая влажность. Подвижность воздуха во всех помещениях соответствует оптимальным условиям. Обследование отопительных приборов показало, что в учебных аудиториях около 40 % радиаторов отключено, а в рабочих кабинетах в 80 % случаев закрыто экранами.

Наличие «перетопа» даже при отключении части отопительных приборов, говорит о недостаточно эффективном центральном качественном регулировании тепловой нагрузки корпуса. Свою роль оказало и наложение в 2008 г. тепловой изоляции на фронтальной и боковые фасады здания. Регулировка системы отопления при этом произведена не была.

Для организации оптимального температурного режима помещений можно рекомендовать использование совместно с центральным качественным регулированием отопительной нагрузки местное качественное или количественное. Одним из вариантов такого способа

регулирования является установка радиаторных регуляторов температуры. Данные устройства позволяют автоматически поддерживать оптимальную температуру в помещениях путём изменения расхода теплоносителя, подаваемого на нагревательный прибор. Однако существенным недостатком данного способа регулирования является высокая стоимость.

Более эффективным способом регулирования системы отопления является организация автоматизированного теплового пункта. Он позволит, во-первых, получить в рабочей зоне помещений требуемую температуру, и, во-вторых, организовать в корпусе дежурное отопление. Поскольку южный фасад здания имеет дополнительный слой изоляции, и, следовательно, меньшие теплопотери, можно предложить использование автоматического теплового пункта совместно с по фасадным регулированием отопительной системы. Дежурное отопление позволит снижать температуру воздуха в помещениях в нерабочее время на 5–7 °С. Учитывая, что тепловую энергию учебный корпус получает от собственной котельной, снижение тепловой нагрузки одного из корпусов даст определенную экономию топлива и, соответственно, финансовых средств.

Эффективное регулирование системы отопления позволит не только создать благоприятные температурные условия в рабочей зоне помещений учебного корпуса «Б», но и получить положительный экономический эффект за счет снижения потребления топлива котельной ИГЭУ.

Библиографический список

1. **ГОСТ 30494-96.** Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях.

Е.Ю. Котова, студ; рук. О.Н. Махов, к.т.н (ИГЭУ)

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ АНАЛИТИЧЕСКИХ ЗАВИСИМОСТЕЙ ПРИ РАСЧЕТАХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК И СИСТЕМ

Большая часть существующих методов расчета установок и аппаратов, используемых в теплоэнергетике, формировались в то время, когда все расчеты производились вручную с помощью логарифмической линейки или калькулятора. Поэтому, среди упрощающих предположений, используемых при построении каждого алгоритма расчета, значительную долю составляют предположения, диктуемые не столько физикой процесса, сколько вычислительными возможностями. Развитие вычислительной техники позволило уменьшить число таких вынужденных ограничений, но до настоящего времени это не привело к качественному изменению структуры вычислительных алгоритмов. Это связано с тем, что реализация более сложных алгоритмов на ЭВМ требует от инженеров профессионального знания численных методов и программирования. Поэтому реализовывались сравнительно несложные алгоритмы: решение нелинейных уравнений, численное интегрирование и т.п.

Широкое распространение интегрированных программных средств для численных расчетов, таких как MathCAD, Mathematica, Maple, Matlab и др. позволяет очень просто реализовать алгоритмы расчета, практически не содержащие упрощающих предположений. Все расчеты выполняются на основании базовых дифференциальных уравнений математической модели. Остаются только гипотезы о физической структуре процесса, без которых невозможно построение уравнений математической модели.

Однако технологические расчеты на ПК имеют свои сложности. Проблема состоит в том, что многие справочные данные, такие как зависимость плотности, вязкости и др. от температуры, представлены в литературе в виде таблиц или графиков. Использование этих данных в таком виде при расчете на ПК практически уничтожает все преимущества компьютерного расчета. Для эффективного использования ПК в инженерных расчетах необходима довольно значительная подготовительная работа по представлению всех табличных и графических зависимостей в аналитическом виде. В программе MathCAD получить аналитическую зависимость на основании заданных табличных данных достаточно просто.

Переходя к расчетам теплоэнергетических установок нужно сказать, что все расчеты можно условно разбить на две группы: проектировочные и поверочные.

В проектировочных расчетах обычно заданы значения параметров процесса на входе и на выходе из аппарата, требуется рассчитать размеры аппарата.

$$\text{темп} := \begin{pmatrix} 1 & 50 & 50^2 & 50^3 & 50^4 & 50^5 \\ 1 & 70 & 70^2 & 70^3 & 70^4 & 70^5 \\ 1 & 90 & 90^2 & 90^3 & 90^4 & 90^5 \\ 1 & 110 & 110^2 & 110^3 & 110^4 & 110^5 \\ 1 & 130 & 130^2 & 130^3 & 130^4 & 130^5 \\ 1 & 150 & 150^2 & 150^3 & 150^4 & 150^5 \end{pmatrix} \quad \text{плотн} := \begin{pmatrix} 988.1 \\ 977.8 \\ 965.3 \\ 951 \\ 934.8 \\ 917 \end{pmatrix}$$

$$\text{Ko} := \text{Isolve}(\text{темп}, \text{плотн}) = \begin{pmatrix} 986.531 \\ 0.836 \\ -0.025 \\ 2.352 \times 10^{-4} \\ -1.185 \times 10^{-6} \\ 2.344 \times 10^{-9} \end{pmatrix}$$

$$\text{plotn}(x) := \text{Ko}_0 + \text{Ko}_1 \cdot x + \text{Ko}_2 \cdot x^2 + \text{Ko}_3 \cdot x^3 + \text{Ko}_4 \cdot x^4 + \text{Ko}_5 \cdot x^5$$

$$\text{plotn}(70) = 977.8$$

вариант, удовлетворяющий необходимым условиям.

Все эти задачи в программе MathCAD решаются достаточно быстро. Задавшись требуемой точностью конечных данных можно получить математическую модель для любой теплоэнергетической установки.

Ещё одним плюсом программы является возможность выполнять действия с размерными величинами. Поэтому перед началом расчетов следует выбрать, с какими величинами, размерными или безразмерными, будут производиться расчеты.

В поверочных расчетах известны значения параметров на входе в аппарат и размеры аппарата. Требуется рассчитать значения параметров процесса на выходе из аппарата. Такие вычисления проводятся на основании грамотно и правильно составленного уравнения теплового баланса

Заметим, что различие между видами расчетов условно. Например, поверочный расчет можно использовать при проектировании, варьируя размерами аппарата таким образом, чтобы рассчитанные значения выходных параметров были бы равны заданным. Такой подход может быть удобен при выборе оборудования из каталога: достаточно рассчитать выходные параметры для некоторого количества стандартных установок и выбрать

А.В.Новиков, асп.; рук. В.К. Пыжов. к.т.н., проф. (ИГЭУ, г.Иваново)

ОСОБЕННОСТИ СОЗДАНИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ АГРЕГАТОВ ДЛЯ ОТДЕЛКИ ТКАНЕЙ

В настоящее время в связи с резким спадом производства и постоянным повышением цен на энергоносители многие промышленные предприятия оказались в критической ситуации: изношенное производственное оборудование и несовершенные технологии в сочетании с высокой энергоёмкостью производства. Примером типичного предприятия в этой области является ООО ТК «Тейковский ХБК» (г. Тейково, Ивановская область). В этих условиях для сохранения и развития предприятия отчётливо видна необходимость перехода к инновационным методам хозяйствования, основанным на широком использовании научных разработок.

С целью оценки возможности проведения комплексной энергосберегающих мероприятий на предприятии автором проведены балансовые испытания отделочного оборудования и разрабатываются на их основе математические модели для исследования режимов работы отделочного оборудования и систем создания микроклимата с использованием энергии участвующего в технологии воздуха. Предусмотрена реализация различных технологий отделки тканей с применением прямоточных и замкнутых технологических схем.

Математическая модель учитывает влияние наружного климата на здание отделочной фабрики, динамику тепловых процессов в ограждающих конструкциях здания и процессы инфильтрации воздуха внутрь помещения. Имеется возможность учета тепловыделений от оборудования, искусственного освещения, солнечного излучения и работающих, а также учитывать динамические режимы работы оборудования и оценивать эффект от использования энергосберегающих мероприятий.

Моделирование может выполняться как для фактического режима работы цеха, так и при условии применения различных энергосберегающих мероприятий и замене отдельного оборудования на более эффективное. Предусматривается возможность создания динамических параметров отделочного процесса и микроклимата.

Благодаря проведенным балансовым испытаниям уже сейчас можно определить направления для оптимизации работы предприятия. Одним из таких направлений является наладка технологических режимов работы установленного оборудования по отделке тканей.

Отделочное производство ООО «ТК Тейковский ХБК» оснащено оборудованием иностранного производства и в состоянии обеспечить выполнение полного производственного цикла отделки тканей, в том числе, термообработку, отбеливание, печать, сушку и т.д. Необходимо отметить, что в текстильной промышленности для сушки и термообработки ткани применяют в основном два способа подвода теплоты к ткани – контактный (кондуктивный) и конвективный. На последнем способе необходимо остановиться

подробнее, поскольку именно он применяется в большинстве линий, установленных в новой отделочной фабрике.

При конвективной сушке теплота к ткани передаётся от нагретого воздуха или продуктов сгорания топлива. Парообразование идёт вначале на открытых поверхностях полотна ткани. К этим открытым поверхностям подводится влага из внутренних слоёв. По мере удаления влаги глубина зоны парообразования на поверхностях полотна увеличивается. Удаление пара из внутренних слоёв материала происходит за счёт диффузии, эффузии, градиента общего давления и явлений теплового скольжения. Скорость сушки ткани зависит от способа сушки и параметров сушильного агента, переменна и понижается по мере продвижения по сушильной камере.

Как показывают результаты различных исследований, для большинства технологических процессов необходимо применить конвективную сушку с интенсивным двухсторонним обдувом ткани рециркуляционным воздухом. Применение рециркуляции не отменяет необходимость внешнего подогрева воздуха и подачи свежего воздуха в сушильную камеру, поскольку в противном случае возможно чрезмерное насыщение влагой циркулирующего воздуха и конденсация влаги на полотне ткани. Использование рециркуляции одновременно с подачей свежего воздуха позволяет сохранить высокое качество ткани, и в то же время обеспечивается требуемая интенсивность сушки. Подвод теплоты к полотну ткани можно осуществлять смешанным (конвективным и лучистым) способом.

В качестве примера подобного оборудования с использованием подогрева и рециркуляции воздуха можно взять газоиспользующие сушильно-ширильные машины «Терма» в новой отделочной фабрике. При анализе результатов испытаний, проведённых на данных машинах, необходимо выделить следующие особенности:

1. Машины имеют несколько запрограммированных режимов работы рециркуляционных вентиляторов, характеризующихся определёнными объёмом удаляемого воздуха и степенью рециркуляции. Эти режимы были определены на основании характеристик машин, выданных заводом-изготовителем, но, к сожалению, на производстве данные режимы зачастую выбираются произвольно. Выбор того или иного режима непосредственно влияет на затраты теплоты на нагрев уходящего воздуха как транспортного агента и его энтальпию, что в конечном итоге сказывается на статьях теплового баланса машины.

2. На энергетическую эффективность выбранного режима работы влияет конструкция и состояние тепловой изоляции оборудования. При анализе теплового баланса сушильно-ширильных машин «Терма» можно отметить, что потери теплоты через ограждение оборудования в отдельных режимах работы достигают 12 %. Повышенные тепловые потери происходят из-за нарушения тепловой изоляции оборудования (наличие многочисленных щелей в уплотнениях сушильной камеры, незакрытые смотровые лючки в вытяжной системе и т. д.). Борьбу с этим можно вести с помощью проведения профилактических ремонтных работ.

3. Температура, энтальпия, влагосодержание и абсолютная влажность уходящего из машины воздуха являются переменными величинами, зависящими от многих факторов. Эти параметры влияют на качество выпускаемой продукции и энергетическую эффективность сушильной камеры. Высокое влагосодержание и относительная влажность воздуха могут стать причиной выпадения влаги на ткани. Для предотвращения этого необходимо или увеличить объём удаляемого воздуха с машины, или повышать температуру воздуха на входе в сушилку, или ввести режим сушки с промежуточным подогревом и рециркуляцией. С другой стороны, это приведёт к изменению потерь теплоты с уходящим из сушильной камеры воздухом.

Таким образом, необходим поиск оптимального режима работы данного оборудования, учитывающий, как необходимость минимизации энергетических издержек, так и требования к качеству ткани. Необходимо также определить оптимальные значения ключевых факторов (время сушки, степень рециркуляции воздуха, температура, влагосодержание и энтальпия уходящего воздуха, температура и влажность ткани на выходе из оборудования, использование энергии, испаряемой влаги и удаляемого воздуха).

Разрабатываемая модель позволит не только наладить работу установленного в цехе оборудования, но также и систем поддержания микроклимата. К тому же она может быть использована на предприятиях других отраслей промышленности.

*Е.А.Авдеева, студ.; рук. В.П.Созинов, д.т.н., проф.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

КОНСТРУКЦИЯ МАГИСТРАЛЬНОГО И ЦИКЛОНООБРАЗНОГО КОЛЛЕКТОРОВ СИСТЕМ АСПИРАЦИИ

Системы аспирации, предназначенные для поддержания чистоты воздуха в производственных помещениях за счёт применения коллекторов специальной конструкции, дают возможность регулировать свою производительность.

В зависимости от суммарной производительности ответвлений, типа отходов производства и условий их образования, технологического оборудования и его рассредоточенности, имеющих возможностей и других аспектов приходится выбирать тип коллектора. К настоящему времени разработано несколько коллекторов, каждый из которых предназначен для работы в определённых системах аспирации. Они имеют свои достоинства и недостатки.

Первый из коллекторов, в котором поддерживалось заданное разрежение и тем самым обеспечивался необходимый расход воздуха в включённых ответвлениях, был магистральный коллектор с ленточным транспортёром (рис. 1)

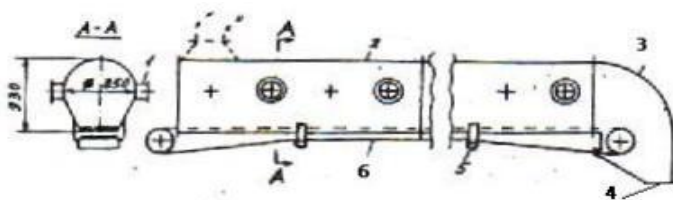


Рис. 1. Магистральный коллектор: 1-патрубок для подсоединения ответвления; 2-секция; 3-разгрузочная воронка; 4-патрубок для подсоединения транспортного трубопровода; 5-ролик; 6-лента

Сечение коллектора может быть разных профилей. Наиболее простой для изготовления является труба круглого сечения. Однако практика эксплуатации систем показала, что в некоторых случаях в коллекторе круглого сечения происходит скапливание мелких частиц транспортируемого материала на его боковых стенках. Поэтому более выгодным является профиль коллектора с плоским дном при котором наклон боковых стенок больше и вероятность скапливания отходов уменьшается.

Магистральный коллектор изготавливается из листовой стали толщиной 1,5...2 мм и собирается из отдельных секций на фланцах. Каждая такая секция длиной 2700 мм имеет четыре входных патрубка для подключения ответвлений, расположенных по два с каждой стороны со смещением относительно друг друга. Диаметр входных патрубков одинаков и равен 180 мм, 200 мм. Все свободные патрубки закрываются заглушками и являются запасными на случай перестановки технологического оборудования или подсоединения нового оборудования.

Торец коллектора закрывается герметичной съёмной крышкой. Дополнительно на коллекторе устраивается не менее двух закрываемых герметичными крышками люков, расположенных в середине и головной части коллектора. Люки являются лазами для ремонтных работ, а также тушения брандспойтами пожара, в случае такового.

Лента транспортёра шириной 400 мм движется внутри коллектора по деревянному настилу, а снаружи – на поддерживающих роликах. Движение ленты со скоростью 0,2..0,4 м/с и осуществляется через редуктор электродвигателем мощностью 1,5..3,0 кВт в зависимости от длины коллектора. В головной части коллектора расположена разгрузочная воронка, через которую отходы ссыпаются в транспортный трубопровод. Приводная и натяжная станции ленточного транспортёра располагаются вне коллектора на специальных площадках, подвешенных к перекрытию.

У коллектора, рассчитанного на подсоединение большего количества ответвлений, размеры поперечного сечения можно уменьшить за счёт организации дополнительного отбора воздуха ещё одним вентилятором. Он же необходим и для осуществления регулирования производительности системы аспирации. Воздухозаборник делается таким, чтобы скорость воздуха в его входном сечении была не более 3..5 м/с, благодаря чему, в трубопровод отбора воздуха не будут поступать крупные частицы транспортируемого материала.

Достоинством коллектора является то, что при необходимости увеличения количества ответвлений его можно нарастить до длины всего производственного помещения. При этом длина ответвлений, а значит и потери давления в них, будут невелики.

Недостатком магистрального коллектора являются: громоздкость; большой вес; усложнение эксплуатации, связанное с наличием ленточного транспортёра; повышенные первоначальные затраты; значительные подсосы воздуха через неплотности; в трубопровод отбора воздуха поступает много пыли и образующуюся смесь нельзя выбрасывать в атмосферу без очистки; различные виды

плотных отходов смешиваются и при необходимости их разделения приходится идти на дополнительные затраты.

Для аспирации небольшого количества технологического оборудования разработан малогабаритный циклонообразный коллектор (рис.2)

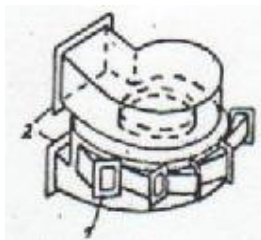


Рис.2. Малогабаритный коллектор циклонообразный: 1-патрубок для подсоединения ответвления; 2-патрубок для подсоединения транспортного трубопровода (нижний) и трубопровода отбора воздуха (верхний)

Он состоит из трёх частей: верхняя часть в виде улитки (для раскручивания потока и уменьшения потерь давления на выходе из коллектора и входе в трубопровод отбора воздуха), средняя часть в виде цилиндра с тангенциально (по касательной) размещёнными входными патрубками для подсоединения ответвлений и нижняя часть с днищем. Стеновые испытания проведены на коллекторе с размерами: число входных патрубков 10, размеры их входных отверстий 200x140 мм, высота коллектор 910 мм, высота верхней улиткообразной полости 310 мм, ее средний диаметр 950 мм, высота цилиндрической полости 525 мм, диаметр прохода из одной полости в другую 600 мм, размер отверстия патрубка для подсоединения трубопровода отбора воздуха 30x560 мм, размер отверстия патрубка для подсоединения транспортного трубопровода 130x350 мм.

Вход потоков по касательной к полости коллектора и действие центробежных сил в ней формируют не только своеобразную, но и устойчивую форму поля скоростей, которая по сути своей сохраняется при изменении количества используемых входных патрубков.

Степень разделения смеси воздух-пыль более высокая у циклонообразного коллектора. Использование центробежной силы позволяет очищаемый воздух выбрасывать непосредственно в атмосферу. Как и в циклоне она способствует прижатию частичек к внутренней стенке коллектора и в совокупности с силой тяжести направляет их вниз к патрубку для подсоединения транспортного трубопровода. Было установлено, что при поступлении в транспортный трубопровод

20% воздуха, поступающего в коллектор, коэффициент сепарации даже при отделении отходов стрижки искусственного меха не снижался менее 0,8, а сухих древесных опилок – 0,96.

С целью повышения надёжности работы и сепарационной способности были разработаны две модификации этого коллектора. У одной из них (рис. 3а) увеличен угол наклона днища, что способствует крупным кусковым отходам при оседании на днище в режиме работы системы аспирации с малой производительностью скользить в сторону транспортного трубопровода. У второй (рис. 3б) патрубок для подсоединения транспортного трубопровода находится в одной плоскости с патрубком для подсоединения ответвлений. Это уменьшило количество ответвлений, но приблизило к зоне концентрации отходов всасывающий факел транспортного трубопровода. Эти коллектора должны пройти стендовые испытания.

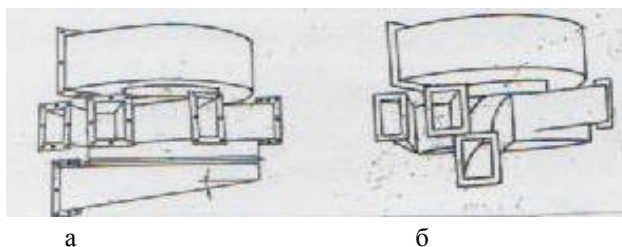


Рис.3. Усовершенствованные циклонообразные коллекторы: а - для крупнокусковых отходов; б - с повышенной степенью сепарации

Библиографический список

1. **Созинов В.П.** Аспирация в АПК: учеб. пособие.–Иваново, НПЦ «СТИМУЛ», 1996.-424с
2. **Созинов В.П.** Патент РФ на полезную модель №61157, 2007г.
3. **Созинов В.П.** Патент РФ на полезную модель №82599, 2009г.

Е.М.Фролова, студ.; В.П.Созинов, д.т.н.,проф. (ИГЭУ)

ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ШАРОВОГО И ЦИКЛОНООБРАЗНОГО КОЛЛЕКТОРА СИСТЕМ АСПИРАЦИИ

Эта характеристика включает в себя потери давления на входе и выходе коллектора, которые измеряются в паскалях. Поскольку $1\text{Па} = 1\text{ Дж/м}^3$, то по измеряемому давлению мы можем оценить изменение энергии в 1 м^3 воздуха, проходящего через коллектор.

Коллекторов, обладающих сепарирующей способностью и позволяющие регулировать производительность системы аспирации, немного. К таким относятся шаровой и циклонообразный коллекторы.

На деревообрабатывающих предприятиях использовался шаровой коллектор диаметром 1м (рис.1). У него 10 входных патрубков, диаметром 200 мм, диаметр патрубка для подсоединения трубопровода отбора воздуха 440 мм, диаметр патрубка для подсоединения транспортного трубопровода 370 мм.

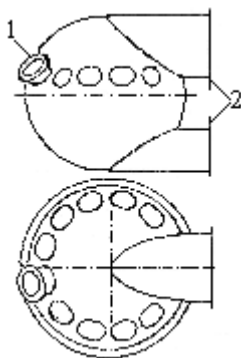


Рис. 1. Шаровой коллектор: 1 – патрубок для присоединения ответвления (входной); 2 – патрубки для присоединения транспортного трубопровода (снизу) и трубопровода отбора воздуха (сверху)

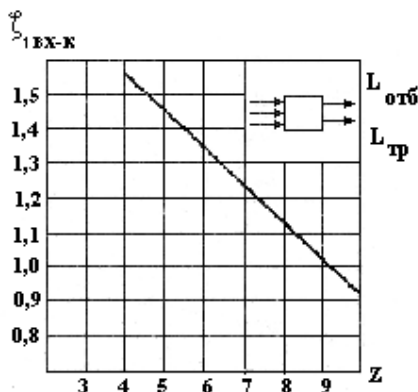


Рис. 2. Зависимость коэффициента местного сопротивления входа $\zeta_{1\text{ вх-к}}$ от количества включенных ответвлений Z

Искомые параметры коллектора получены при испытании на специальном стенде при одинаковых расходах воздуха во включенных ответвлениях на всех режимах работы. Потери давления на входе в шаровой коллектор, выраженный через

коэффициент местного сопротивления показаны на рис.2.

Потери энергии вызваны внезапным расширением потока. Такие факторы, как расход воздуха в ответвлении при $Z=\text{const}$ и неравномерность поля скоростей перед входом в коллектор настолько мало оказывают влияние, что их можно не учитывать.

Разделение воздуха в коллекторе на два потока - отбираемый ($L_{отб}$) и транспортный ($L_{тр}$) также происходит с потерями давления, как и в тройнике (рис.3).

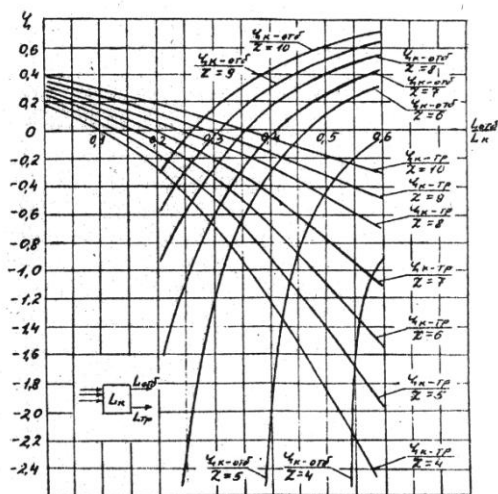


Рис.3 Зависимость коэффициентов $\zeta_{к-тр}$ и $\zeta_{к-отб}$ шарового коллектора от количества работающих ответвлений и степени разделения потока

На выходе потока в транспортный трубопровод они оцениваются коэффициентом $\zeta_{к-тр}$, а в трубопровод отбора воздуха - $\zeta_{к-отб}$. Коэффициенты относятся к скорости воздуха в патрубках для подсоединения соответствующих трубопроводов. Из графиков и их сравнения следует, что коэффициенты зависят от количества работающих ответвлений и количественного разделения потока в коллекторе - $L_{отб}/L_{к}$, где $L_{к}$ - количество поступающего воздуха в коллектор. При убывании или возрастании отношения они изменяются в противоположных направлениях. В отличие от разделительного тройника, при определенной величине данного отношения оба коэффициента одновременно имеют отрицательного значения, что указывает на отсутствие потерь давления на выходе из коллектора. Это

происходит только в том случае, когда воздух поступает в коллектор не через все входные патрубки, а часть из них, например, один или два. Причем его поступает столько, что скорость на входе и внутри коллектора значительна. В результате скорость воздуха на подходе к выходу из коллектора больше, чем скорость в патрубках для подсоединения трубопроводов отбора воздуха и транспортного. В системах аспирации коллекторы в таких режимах не работают. Их можно получить только на стенде при аэродинамических испытаниях путем создания на входе и выходе коллектора соответствующих скоростей воздуха. Если же не выделять $\zeta_{\text{вх-к}}$, а взять только два коэффициента – $\zeta_{\text{вх-тр}}$, $\zeta_{\text{вх-отб}}$, учитывающие потери давления на проход коллектора двумя потоками воздуха, то за счет больших потерь давления на входе потери давления на проход отрицательными не будут.

Циклонообразный коллектор (рис.4) по конструкции близок к циклону всасывающего типа, у которого несколько входных патрубков и отсутствует бункер.

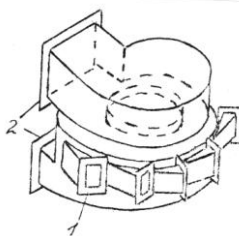


Рис.4. Циклонообразный коллектор: 1 – патрубок для подсоединения ответвления(входной); 2 - патрубки для подсоединения транспортного трубопровода (снизу) и трубопровода отбора воздуха (сверху)

На стенде прошел испытания коллектор со следующими данными: число входных патрубков 10, размеры их входных отверстий 200×140 мм, высота коллектора 910 мм, высота верхней улиткообразной полости 525 мм, диаметр прохода из одной полости в другую 600 мм, размер отверстия патрубка для подсоединения трубопровода отбора воздуха 300×560 мм, размер отверстия патрубка для подсоединения транспортного трубопровода 130×350 мм.

Вход потоков по касательной к полости коллектора и действие центробежных сил в ней формирует не только своеобразную, но и устойчивую форму поля скоростей, которая по сути своей сохраняется при изменении количества исполь-

зуемых входных патрубков. В результате энергия, расходуемая на вихреобразование, при входе потоков в коллектор определяется в основном только их скоростью. Поэтому на всех исследованных режимах работы коллектора коэффициент потери давления на входе в коллектор у всех патрубков одинаков и равен 2,3. На рис.5 приведены данные, характеризующие взаимосвязь коэффициентов потерь давления из циклонообразного коллектора с другими параметрами. Сравнивая эти зависимости с аналогичными у шарового

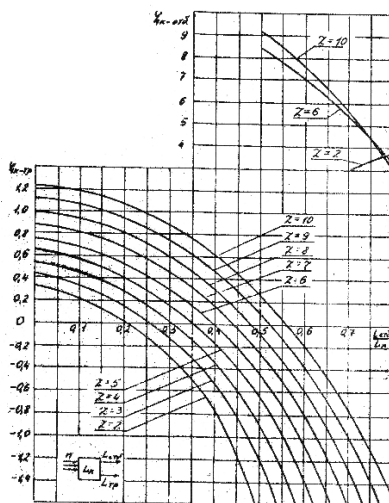


Рис.5. Зависимость коэффициентов $\zeta_{к-отр}$ и $\zeta_{к-отб}$ циклообразного коллектора от количества работающих ответвлений и разделении потока

коллектора диаметром 1000мм можно заметить, что у циклонообразного коллектора при максимальной аэродинамической нагрузке коэффициенты потерь давления значительно больше. Дополнительно при уменьшении отношения $L_{отб}/L_{к}$ от 0,8 до 0,5 и использовании до 60% ответвлений коэффициент потери давления на выходе из коллектора в трубопровод отбора воздуха резко возрастает. Иное изменение коэффициента происходит при малом количестве используемых входных патрубков (на рис.5 такой процесс происходит когда $z = 2$.)

Полученные результаты указывают на то, что потери давления у выходящих потоков из циклонообразного коллектора также изменяются, но по другой закономерности, несмотря на присутствие передачи энергии от одного потока к другому. Уменьшение количества включенных ответвлений приводит к тому, что вращательное (ненужное) движение воздуха, поступающее в транспортный трубопровод снижается и это обуславливает снижение $\zeta_{к-отр}$. Большая величина

$\zeta_{к-отб}$ вызвана тем, что площадь сечения патрубка для подсоединения трубопровода отбора воздуха велика.

Библиографический список

1. **Созинов В.П.** Аспирация в АПК: учеб. пособ. – Иваново, НЦП “СТИМУЛ”, 1996. - 424с.

К.В.Ефимова, студ., А.М. Глазунов, асп; рук. В.И.Субботин, к.т.н., проф.(ИГЭУ, г. Иваново)

АНАЛИЗ УСЛОВИЙ ПРИМЕНЕНИЯ КОГЕНЕРАЦИОННЫХ УСТАНОВОК В СХЕМЕ ПАРОВОЙ КОТЕЛЬНОЙ

Рост на тепловую энергию и энергопотребления на производстве и в быту с одновременным ограничением доступности топлива предопределяют целесообразность введения разнообразных энергосберегающих решений в энергетику.

В условиях рыночной экономики в РФ наблюдается тенденция ежегодного повышения тарифов на электрическую и тепловую энергию. Как и другие отрасли российской промышленности в тяжелом положении находится энергетика в целом, и в частности, теплоэнергетика. Оборудование котельных и ТЭЦ, в большинстве своем, морально и физически устарело, качество ремонтов находится на низком уровне, коммуникации транспорта тепла (водяные тепловые и паровые сети) выходят из строя и требуют замены труб и качественной прокладки от источника до потребителя при надежной изоляции сетей.

Все вышеперечисленные факторы резко снижают эффективность теплоснабжения. Одним из наиболее целесообразных решений этой проблемы является переход от централизованной генерации к мини и микро-генерациям. Очень привлекательными с экономической и экологической точки зрения выглядят схемы когенерации, т.е. одновременной выработки теплоты, электроэнергии (а иногда еще и холода). В России дополнительными аргументами в пользу внедрения технологии когенерации на существующих котельных служат следующие обстоятельства:

- в условиях спада производства большинство паровых отопительных и пароводогрейных промышленных и промышленно отопительных котельных не используют полностью установленные мощности;

- на источниках тепла – паровых ($D_k=2,5-25$ т/ч и выше $P_p=1,4$ МПа, $t=195-225$ °С), параметры пара по условиям эксплуатации снижаются через РОУ до 0,3-0,5 МПа.

При этом часть расчетного потенциала теплового потока теряется. Логично, что при этих условиях, нарастает тенденция превращения существующих котельных в ТЭЦ малой мощности и мини-ТЭЦ.

Для котельной были рассмотрены варианты реконструкции с переводом в мини-ТЭЦ. В котельной установлены 4 паровых котла (ДКВр-20/13 -3 шт, ДКВр 6,5/13 -1 шт.).

Список оборудования, установленного в котельной приведен в табл.1

ТАБЛИЦА 1. СПИСОК ОБОРУДОВАНИЯ В КОТЕЛЬНОЙ

Поз.	Наименование оборудования	Тип	Кол.	Мощность эл. двигателя, кВт
1	Котел паровой	ДКВр-20-13	3	
2	Котел паровой	ДКВр-6,5-13	1	
3	Насос сетевой	Д630-90	2	200

3а	Насос сетевой	Д1000-57	1	200
4	Питательный насос	ЦНСГ 60-198	3	55
5	Подпиточный насос	К 45/55	2	11
6	Насос сырой воды	К20/30	2	7,5
7	Паровой насос	ПДВ 25/2	3	
8	Блок сепаратора непрерывной продувки с охладителем		1	
9	Деаэратор питательный атмосферного типа с охладителем пара	ДСА-50	1	
10	Пароводяной сетевой подпитатель с охладителем конденсата	ПП1-53-7-II	2	
11	Охладитель конденсата	ОСТ 108.271.105-7	2	
12	Химводоподготовка			
13	Дутьевой вентилятор		3+1	30
14	Дымосос		3+1	55
15	Приборы КИП и А			1,5
16	Насос мазутный		1	11

В котельной установлены котлы, работающие на систему отопления жилого района.

Максимальный часовой расход теплоты – 4,982 Гкал/ч. Отпуск теплоты потребителям от котельной в максимально зимний период составляет 4,982 Гкал/ч, в наиболее холодный – 3,01 Гкал/ч, среднеотопительный – 2,29 Гкал/ч.

Собственные нужды котельной по электрической мощности составляют 304,6 кВт с учетом коэффициентов использования, без учета коэффициентов использования – 418,3 кВт. В летний период котельная не работает.

Расчет тепловой схемы котельной выполняем на 3 режима. Результаты расчета тепловой схемы котельной с давлением насыщенного пара представлены в табл.2.

Таблица 2. Расчет тепловой схемы котельной

Наименование расчетной величины	Обозначение	Ед. изм.	Температурный режим		
			Зимний (максимальный)	Наиболее холодный	Среднеотопительный
Расчетный расход сетевой воды на нужды отопления	$G_{ов}$	т/ч	199,28	199,28	199,28
Суммарный расход сетевой воды	$G_{св}$	т/ч	57,96	57,96	57,96
Расход воды на подогреватель исходной воды	$G_{под}^{св}$	т/ч	46,368	76,77	101,70
Количество продувочной воды	$G_{п,пр}$	т/ч	0,8	0,8	0,8
Коэффициент сепарации продувки					
Количество отсепарированного пара	$D_{расп}$	т/ч	0,14	0,14	0,14
Количество отсепарированной	$G_{сеп}$	т/ч	0,688	0,688	0,688

продувочной воды					
Температура сетевой воды после подогрева в охладителе продувочной воды	$t'_{н.пр}$	°С	23,8	23,8	23,8
Температура воды после водоводяного охладителя	$t_{вв}$	°С	55,5	71,1	77,6
Расход пара на пароводяные подогреватели воды	$D_{подп}$	т/ч	4,31	2,57	1,84
Расход пара на сетевые подогреватели воды	$D_{сп}$	т/ч	10,96	7,44	6,14
Температура воды за встроенными охладителями конденсата	t_x	°С	93,1	63,3	57,4
Расход пара на деаэратор атмосферный питательный	$D_{да}^{пит}$	т/ч	0,97	0,904	0,88
Расход пара, требуемый на покрытие собственных нужд	$D_{с.н}$	т/ч	16,24	10,91	8,86

Для покрытия собственных нужд котельной по электроэнергии рассмотрим 3 варианта реконструкции:

1) Установить электроагрегат “ПРОМ 315”.

Номинальные технические характеристики энергоагрегата ПРОМ 315 приведены в табл. 3.

Для выполнения температурного графика теплосети 95/70 давление на выхлопе турбины достаточно держать не менее 0,2 МПа.

Расход пара на турбину может колебаться от 8,87 до 16,26 т/ч пара.

Для подогрева химически очищенной воды перед деаэрацией и улучшения процесса деаэрации воды необходимо ее подогревать в дополнительно установленном пароводяном подогревателе.

2) Установить газопоршневой электроагрегат АП – 315С (ООО «Промышленная группа инженерные технологии»);

3) Установить газопоршневой электроагрегат фирмы JENBACHER-JMS 208.

Таблица 3. Номинальные технические характеристики электроагрегата

Наименование показателей	Ед. изм.	ПРОМ 31
Мощность	кВт	315
Частота вращения	б/мин	1500
Давление пара на входе/(рабочий диапазон)	МПа	1,4/ (0,7-2,5)
Давление пара на выхлопе/(рабочий диапазон)	МПа	0,35/ (0,05-1,4)
Расход пара	т/ч	12,9
Температура пара	°С	194 до 250
Масса турбогенератора	кг	6545

Показатели экономической эффективности представлены в табл. 4.

Таблица 4. Показатели экономической эффективности агрегатов

Наименование показателей	Наименование электроагрегата			
	ПРОМ 315	АП-315С	JENBACNER- JMS	
Удельные капитальные затраты, тыс./кВт	15,0	30,0		27,0
Капитальные затраты, млн.руб	4,725	9,45	2,655779	8,073000
Планируемый годовой экономический эффект, руб/год	1301662	946439	649128	405752
Тариф на отпускаемую тепловую энергию до реконструкц ии, руб/Гкал	859,95	859,95	859,95	859,95
Простой срок окупаемости, год	791,17	819,94	859,95	838,51
Дисконтированный срок окупаемости	3,86	7,93	4,24	11,34
Чистый дисконтированный доход, руб	5,48		6,28	
Индекс доходности	4428847	-548000	2021007	2754623
	1,937	0,942	1,76	

Таким образом, с точки зрения экономики, наиболее оптимальным является вариант установки электроагрегата ПРОМ 315.

В.В. Клюквин, асп.; рук. В.И. Субботин, к.т.н., проф. (ИГЭУ)
**АНАЛИЗ СХЕМ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ
НА ГАЗОТУРБИННЫХ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ
УСТАНОВКАХ**

Одним из важнейших направлений энергосбережения является использования вторичных энергоресурсов (ВЭРов).

Для перекачки газа в магистральных трубопроводах используются компрессорные станции, оснащенные газотурбинными газоперекачивающие агрегатами. Для привода нагнетателя используются судовые и авиационные двухвальные газотурбинные двигатели. Работа, потребляемая газоперекачивающим нагнетателем является полезной работой ГПА. Средний КПД ГПА варьируется от 23 до 30%. Такой низкий КПД обусловлен основной статьей потерь теплоты с выхлопом турбины. Температура на газы на выходе из ГПА 450-550 °С.



Рисунок 2 – Термограмма выхлопа ГПА

Утилизация тепловой энергии выхлопа ГПА – это огромный потенциал энергосбережения.

СУЩЕСТВУЮЩИЕ СХЕМЫ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛА ВЫХОПА ГПА

В настоящее время на газоперекачивающих станциях распространены два способа полезного использования тепла выхлопа ГПА:

1. Использование теплоты уходящих газов ГПА для нагрева сетевой воды системы отопления станции и близлежащих населенных пунктов в водяных утилизаторах.
2. Регенерация.

Водяные утилизаторы проектируются и совершенствуются различными институтами и заводами с 40-х годов, однако на сегодняшний момент не решены некоторые проблемы утилизации тепла выхлопа ГПА:

1. Невозможность плавно регулировать отпускаемое утилизаторами тепло.
2. Сезонность тепловой нагрузки.
3. Сильное влияние аэродинамического сопротивления утилизатора на работу турбоустановки, а именно на расход топливного газа.

4. Большие установленные мощности утилизаторов, в несколько раз превышающие потребность в тепле.

5. Трудоемкость переключения утилизатора при перепуске ГПА

В каждом конкретном случае необходимо определять диапазон эффективных нагрузок ТУ, так как, при прохождении газов через теплообменные секции, затрачивается дополнительная мощность на преодоление аэродинамического сопротивления утилизатора.

Инструментальные замеры показывают, что эффективный КПД турбины на агрегатах с включенным теплоутилизатором ниже, чем у ГПА без утилизации тепла.

ИДЕИ И МЕРОПРИЯТИЯ РАЗРАБАТЫВАЕМЫ В НАСТОЯЩЕЕ ВРЕМЯ

Представлю идеи и наработки, предлагаемые мной и специалистами ООО НТЦ «Промышленная энергетика» направленные на решение проблем утилизации тепла выхлопа для нужд теплоснабжения.

1. Изменение схемы подключения теплоутилизаторов на газокompрессорных станциях

Суть проекта состоит в том, что бы не устанавливать теплоутилизаторы в выпускном тракте каждого ГПА, а объединить уходящие газы в одном газоходе в котором и установить утилизатор с тепловой мощностью необходимой для нормального теплоснабжения промплощадки.

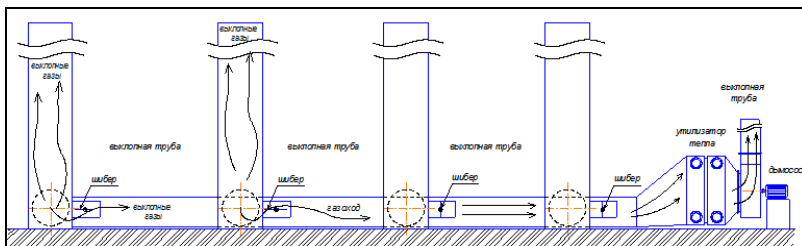


Рис. 4. Схема подключения

При таком варианте кроме отсутствия сопротивлений в выпускном тракте. Регулирование температуры теплоносителя достигается установкой ЧРП (частотно-регулируемый привод) на дымососе, с уменьшением оборотов дымососа уменьшается и количество выхлопных газов проходящих через утилизатор, а также датчиком температуры наружного воздуха. Т.е. имеем классическую схему качественного регулирования отпуска теплоты. При применении данного варианта утилизации выхлопных газов себестоимость 1 Гкал не превысит 40 рублей.

2. Модернизация теплоутилизатора (способ 1)

Поверхности нагрева секций теплоутилизатора представлены в виде змеевиковых оребренных труб.

Предлагается разделить секцию на несколько частей, и каждую часть оборудовать запорной арматурой с обоих концов. Каждую часть секции подключить к подающему и обратному коллектору. Коллектора соединяются с тепловой сетью.

3. Модернизация теплоутилизатора (способ 2)

Регулировка направления потока выхлопа ГПА сильно меняется аэродинамическое сопротивление выходного канала, что значительно влияет на режим работы турбины.

Проблема в том, что заводские шиберы регулируют весь поток газа из ГПА.

Предлагается установить шиберы непосредственно на входе в секцию утилизатора, а не целиком на канале. Тем самым аэродинамическое сопротивление практически не изменится а в некоторых случаях даже уменьшится. К тому же нет необходимости регулировать шиберами весь поток, регулировка просходит непосредственно подсекцией утилизатора.

Регенерация

Еще одним способом утилизации является регенерация, т.е. возвращение части энергии для вторичного использования в газотурбинной установке.

В основном тепло выхлопа используется для подогрева воздуха перед камерой сгорания.

Из недостатков следует отметить низкий коэффициент теплопередачи от газа к газу, а как следствие большие размеры теплообменника. Отсюда невозможность утилизировать большое количество тепла, а также большие размеры влекут за собой большие капитальные затраты, которые зачастую несоизмеримо велики по сравнению с экономией от их использования.

Несколько способов рекуперации предложил ведущий специалист ООО НТЦ «промышленная энергетика» Гудзюк В.Л. и запатентовал их:

Одним из предложений, направленных на возможность использования утилизатора ГТУ в неотапливаемый период, является использование его для выработки пара, которым можно заменить часть компрессорного воздуха ГТУ, идущего в рубашку камеры сгорания. Это позволит:

- сократить расход энергии на компрессорный воздух;
- улучшить характеристики продуктов сгорания, как рабочего тела;
- повысить мощность или экономичность ГТУ.

Положительный опыт работы газовых турбин с подачей пара в камеру сгорания в имеется и в нашей стране, и за рубежом.

ВЫВОД

Рассмотрев различные проблемы утилизации тепла выхлопа ГПА и возможные направления решений проблем утилизации можно сделать следующие выводы.

Во-первых, основной проблемой максимально полной утилизации тепла является большое количество выбрасываемого тепла, несоизмеримое относительно возможных сторонних потребителей, т.к. Решением этой проблемы я вижу в комплексной схеме утилизации, т.е. использовать, как утилизацию тепла для нагрева воды в системе отопления, так и рекуперацию, в комплексе, а также в преобразовании тепловой энергии в другие виды энергии.

Во-вторых – отсутствие самостоятельных схем утилизации.

В-третьих – сильное влияние аэродинамического сопротивления утилизатора на режим работы ГПА.

В разработках данного направления заинтересованы крупнейшие нефтегазовая компания России ОАО «Газпром», «Сургутнефтегаз», «ЛУКОЙл»; а также ряд других компаний, в том числе и зарубежных: «Saudi Aramco» (Саудовская Аравия, компания на 100% принадлежит государству), «Exxon Mobil» (США), «PDV» (Венесуэла, государственная) и т.д.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Научно-прикладной** журнал «Промышленная теплотехника», 1992 г, т.14, № 1-3.
2. **Газотурбинное топливо** - статья из Большой советской энциклопедии.
3. **Газотурбинный двигатель** - статья из Большой советской энциклопедии.
4. **Материалы** из отчетов ООО НТЦ «Промышленная энергетика».
5. **Статья** - Возможная схема использования утилизатора газотурбинной установки», Гудзюк В.Л.
6. **Статьи**, опубликованные в журнале «Новости теплоснабжения» и портала «Тригенерация.ру»

А.И.Алексеев, А.А.Козловская, студ.; рук. Л.И.Тимошин, к.т.н, доц.(ИГЭУ, г. Иваново)

ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПОТОЧНОЙ ЛИНИИ ДЛЯ ПОСЛЕУБОРОЧНОЙ СУШКИ ТАБАКА

Качественные признаки, накопившиеся в табачном листе во время возделывания его в поле и обусловленные особенностями сорта, влиянием почвенно-климатических и экологических факторов, закрепляются в процессе его последующей сушки.

Табачный лист состоит из листовой пластинки, средней жилки и боковых жилок. Листовая пластинка, содержащая до 70 % сухого вещества табачного листа, представляет основную технологическую ценность. Средняя жилка толщиной $(2,0 \dots 10,0) \cdot 10^{-3}$ м оказывает сильное влияние на продолжительность сушки и является наиболее трудно-высушиваемой частью табачного листа.

Послеуборочную обработку листьев табака делят условно на две стадии: томление и сушка.

Томление табака – важнейший технологический процесс для получения табачного сырья высокого качества. Во время томления листья теряют 20-25 % воды, но остаются в жизнедеятельном состоянии. В них полностью разрушается крахмал, снижается количество белков (на 30-35 %), никотина и эфирных масел, что положительно влияет на качественные показатели табачного сырья. Также происходит разрушение хлорофилла, за счет чего зеленая окраска листьев изменяется на желтую. При томлении происходит потеря сухого вещества на 10–16 %.

Наиболее благоприятными условиями для нормального томления листьев табака являются: температура 25...35 °С, относительная влажность воздуха 75...90 % и скорость движения воздуха не более 0,3 м/с [1].

Собственно процесс сушки заключается в окончательном закреплении полученных в период томления качественных признаков табака и постепенном и окончательном высушивании ткани табачного листа. Процесс сушки можно разделить на три стадии, характеризующих состояние табачного листа по влажности отдельных его частей: краев и верхушки, пластинки и средней жилки. Листья табака сушат различными методами: на солнце, в тени сушилках, оборудованных отопительной и вентиляционной системами.

Кроме того, в табаководстве широко применяются комбинированные методы сушки.

В России комбинированный способ реализуется на поточной линии СТГ-1,5 для сушки табака в вертикальных гирляндах [1]. Эта линия предназначена для проведения томления, сушки и увлажнения листьев табака, закрепленных на шнур. Линия состоит из загрузочной площадки, помещения для томления, камеры фиксации цвета и сушки пластины, камеры досушки средней жилки и камеры увлажнения. Заканчивается линия площадкой для съема табачных гирлянд. Все элементы поточной линии размещены последовательно друг за другом. Помещение для томления табака размером 70x8x3 м представляет собой навес с

двухскатной шиферной крышей, боковые стены которого покрыты полиэтиленовой пленкой для того, чтобы создать в зоне томления парниковый эффект.

Есть различные варианты подачи сушильного агента в зону фиксации. В камере фиксации осуществляется принудительная циркуляция воздуха снизу вверх, что обеспечивает хорошую аэрацию вертикальных гирлянд и интенсивный отвод испарившейся влаги из листьев табака. Для теплоснабжения используются системы паровых труб, размещенных по боковым стенам камеры досушки. Перемещение воздуха происходит за счет естественной конвекции.

В камеру увлажнения осуществляют подачу острого пара.

Недостатки поточной линии СТГ-1,5:

1. Зависимость томления от параметров наружного воздуха и времени суток. Образование в массе табака при томлении зон с повышенным содержанием влаги $> 90 \%$, приводящих к запариванию

сырья.

2. Несовершенство системы вентиляции и теплоснабжения в зонах фиксации и сушильной средней жилки.

3. Низкий процент использования вторичных ресурсов, таких как отработанный воздух и конденсат греющего пара.

4. Низкая эффективность использования солнечной энергии. Для повышения эффективности работы поточной линии необходимо следующее:

– стабилизация параметров воздуха в зоне томления в течение суток, способствующая уменьшению продолжительности процесса и улучшению качества получаемого продукта;

– завершение процесса в зоне досушки при достижении материалом равновесной влажности, соответствующей параметрам воздуха в помещении для его дальнейшего хранения;

– максимальное использование солнечной энергии и вторичных энергетических ресурсов поточной линии.

Для достижения этих целей предложено модернизировать поточные линии СТГ-1,5. Модернизированная поточная линия СТГ-1,5 должна быть ориентирована на юг, с целью максимального использования солнечной энергии. Циркуляция воздуха в камере фиксации осуществляется снизу вверх при помощи приточно-вытяжных воздуховодов. Все приточно-вытяжные воздуховоды в поточной линии должны быть клиновидной формы для обеспечения равномерной подачи сушильного агента в массу табака. Сушильный агент в камере фиксации нагревается в калорифере. Теплоносителем является водяной пар, конденсат греющего пара поступает в бак-аккумулятор. В камере фиксации предусмотрена также рециркуляция сушильного агента. В камере досушки процесс проходит до равновесной влажности, соответствующей влажности табака в помещении для хранения. Циркуляция сушильного агента осуществляется снизу вверх при помощи воздуховодов. Подача воздуха осуществляется вентилятором, а нагрев в калорифере. Весь процесс в камере досушки заканчивается за 6–10 ч. После этого табак снимают и перевозят на хранение. Если табак пересох, то в камере досушки используется подача в массу табака паров вторичного вскипания, образовавшихся в

теплообменнике. В теплообменник поступает горячий конденсат от калорифера, а образовавшиеся при этом пары вторичного вскипания направляются в воздуховод, откуда вентилятором подаются в камеру досушки. Табак увлажняется до нужной влажности и отправляется на хранение.

Экономический эффект при внедрении новой поточной линии может быть достигнут за счет:

– улучшения качества получаемой продукции (уменьшение запарки, выравнивание полей температуры и относительной влажности воздуха);

– увеличения производительности (независимо от погодных условий на стадии томления);

– экономии тепловой энергии (не расходуется пар от котельной на увлажнение и сокращается расход на досушку средней жилки).

Библиографический список

1. **Леонов И.П., Петренко А.Г., Псарев Г.М.** Пособие для табаководов. М.: Высшая школа. 1980.
2. **Чакветадзе Д.Е., Дьячкин И.И.** Справочник по закупкам и определению качества табачного сырья. М.: Колос. 1982.
3. **Добровольская А.Г., Бородий А.П.** Актуальные проблемы развития табаководства Молдавии. К.: Штиинца. 1979.

**Ю.Е. Дмитриева, О.А. Макарычева, студ.;
рук. Л.И. Тимошин, к.т.н., доц. (ИГЭУ, г. Иваново)**

**ПРИМЕНЕНИЕ АККУМУЛЯТОРОВ ТЕПЛОЙ ЭНЕРГИИ В ПОТОЧНОЙ ЛИНИИ ДЛЯ
ПОСЛЕУБОРОЧНОЙ СУШКИ ТАБАКА**

Для устранения недостатков поточной линии СТГ–1,5, связанных с зависимостью томления от параметров наружного воздуха, времени суток и с образованием в массе табака при томлении зон с повышенным содержанием влаги >90 %, приводящих к запариванию сырья, была предложена модернизация зоны томления.

По технологии табак, нашитый в гирлянды, поступает в камеру томления. Солнечное излучение, проникая через светопрозрачную стенку, поглощается экраном, при этом он нагревается и отдает свою теплоту воздуху. Нагретый воздух попадает в верхний сборник камеры томления. Через отверстия воздух равномерно поступает в камеру, где он, соприкасаясь с табаком, увлажняется и охлаждается, при этом опускается вниз. Через нижний канал отработанный воздух попадает в воздушную полость. К воздушной полости подмешивается воздух, нагретый в гелиоколлекторе. В гелиоколлекторе одновременно происходит накопление теплоты теплоаккумулирующим веществом (парафином) в трубках. При снижении интенсивности солнечного излучения в вечернее время или с наступлением холодного осеннего периода, а также во время непогоды необходимо поддерживать такие условия сушки, которые создаются в благоприятный период. Наиболее благоприятными условиями для нормального томления листьев табака являются температура 25...35 °С, относительная влажность воздуха 75...90 %. Гелиоколлектор по направляющим на роликах устанавливается в воздушной полости, при этом светопрозрачная стенка наматывается на устройство. Теплота аккумулирования в трубках нагревает воздух и создает естественную тягу в камере, что позволяет не снижать интенсивность обезвоживания табака и поддерживать параметры воздуха на уровне дневных. При падении температуры теплоаккумулирующего вещества в трубках воздушная полость гелиоколлектора перекрывается задвижкой. Одновременно открывается воздушная полость, в которой расположены оребренные трубки, через которые насосом прокачивается конденсат греющего пара из бака-аккумулятора по трубкам, что позволит поддерживать циркуляцию воздуха в камере. С наступлением светового дня гелиоколлектор занимает первоначальное положение. Задвижка на гелиоколлекторе и задвижка на боковой стенке позволяют изменять температуру и относительную влажность воздуха в камере. Через задвижку излишки теплоты и влаги отводятся из камеры. Поддержание требуемых параметров воздуха позволит сократить время пребывания табака в камере томления до 2-х суток, уменьшить размеры камеры и увеличить производительность поточной линии по сравнению с поточной линией СТГ–1,5.

Солнечная энергия в течение суток поступает неравномерно. Для выравнивания суточных нагрузок, а также создания запаса теплоты на пасмурные дни, применяются и другие

тепловые аккумуляторы. К ним относятся баки с водой, абсорберы, фазовые аккумуляторы. В ряде стран проводятся работы по созданию тепловых аккумуляторов с большой поглощательной способностью, а следовательно, с малыми габаритными размерами. В нашей стране в сельском хозяйстве в гелиосушилках в качестве аккумуляторов теплоты часто используются строительные материалы. Эффективность аккумулятора с каменной насадкой составляет на единицу объема 30-40 % эффективности водяных аккумуляторов. Однако применение каменного насадка проще, потому что не требует герметичной емкости для воды.

Таблица 1. Тепловые характеристики строительных материалов

Материал	Плотность, кг/м ³	Удельная теплоемкость, кДж/(кг. К)	Аккумулирующая способность, кДж/(м ³ .К)
Асфальтобетон	2100	1,675	3520
Базальт, гранит	2800	0,922	2580
Бетон с каменным щебнем или гравием	2300	0,84	1930
Бетон с кирпичным щебнем	2000	0,84	1680
Вода	1000	4,187	4187
Гравий	2050	1,84	3770
Известняк	2000	0,922	1845
Кладка из камней неправильной формы	2420	0,922	2230
Песчаник и кварцит	2400	0,922	2210

Экономический эффект при внедрении новой поточной линии может быть достигнут за счет:

- улучшения качества получаемой продукции (уменьшение запарки, выравнивание полей температуры и относительной влажности воздуха);
- увеличения производительности (независимо от погодных условий на стадии томления).

Производительность существующей поточной линии СТГ-1,5 не превышает 80 т сухого табака за сезон. В модернизированной линии за это же время обработки выход готовой продукции достигнет 130 т, при этом улучшается качественный состав получаемого сырья.

Библиографический список

1. **Леонов И.П., Петренко А.Г., Псарев Г.М.** Пособие для табаководов. –М.: Высшая школа. 1980.
2. **Чакветадзе Д.Е., Дьячкин И.И.** Справочник по закупкам и определению качества табачного сырья. –М.: Колос. 1982.
3. **Добровольская А.Г., Бородий А.П.** Актуальные проблемы развития табаководства Молдавии. К.: Штинца. 1979.

*Н.В. Жидков, студ.; рук. В.Г. Арсенов к.т.н., доц.
(ИГЭУ, г.Иваново)*

ОПТИМИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ ТРАНСПОРТИРОВКИ ЭНЕРГОНОСИТЕЛЕЙ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ

При проектировании коммуникаций технологических энергоносителей высокие скорости последних в нем позволяют уменьшить единовременные затраты на сооружение трубопроводов, но приводят к неизбежному увеличению эксплуатационных расходов, связанных с транспортировкой. Таким образом, остается вопрос, который целесообразно рассмотреть в условиях постоянного повышения тарифов и цен на электроприводы.

Рассмотрим горизонтально проложенный трубопровод диаметром D , мм, по которому транспортируется V , м³/с, воды на расстояние 1 м. Гидравлическое сопротивление Δp , Па, метрового участка трубы:

$$\Delta p = \left(\frac{\lambda \cdot L}{d} + \Sigma \zeta \right) \cdot \frac{\rho V^2}{2} \quad (1)$$

и для преодоления этого сопротивления необходимо затратить мощность N , Вт:

$$N = \frac{\Delta p \cdot Q}{1000 \cdot \eta} \quad (2)$$

где η — КПД насоса. При работе насоса в течение n часов в год необходимо затратить энергию в количестве W , кВт·ч/год:

$$W = \frac{\Delta p \cdot Q}{1000 \cdot \eta} \cdot n \quad (3)$$

Стоимость $C_{з1}$, руб/год, этой энергии составляет:

$$C_{з1} = W \cdot c_з \quad (4)$$

где $c_з$ — тариф на электрическую энергию, руб/кВт·ч.

Если вместо трубопровода диаметром $D1$ применить трубопровод диаметром $D2$, причем $D2 > D1$, то при этом можно сократить расходы на электроэнергию, но труба диаметром $D2$ дороже трубы диаметром $D1$.

Если удельная стоимость трубного проката, отнесенная к одному килограмму трубы, составляет $c_{тр}$, у.е./кг, то стоимость $C_{тр}$, руб/м, одного метра трубы составит:

$$C_{тр} = c_{тр} \cdot m_{тр} \quad (5)$$

где $m_{тр}$ — масса, кг, одного метра трубы, которую вычисляют по формуле:

$$m_{\text{тр}} = \pi \delta \cdot (D - \delta) \cdot \rho \quad (6)$$

где D — диаметр трубопровода, m, g — объемная масса стали, равная $8000, \text{кг/м}^3$, δ — толщина стенки трубопровода, m .

Важным параметром технико-экономических расчетов является скорость воды $V, m/c$, в трубопроводе. Для трубопровода внутренним диаметром D, m , ее определяют по формуле:

$$V = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot (D - 2\delta)^2} \quad (7)$$

Формулы (1–7) послужили основой для математической модели, реализованной на MS Excel. Она позволяет вычислять оптимальные скорости движения воды и сроки окупаемости затрат, связанных с использованием труб большего диаметра, при различных исходных данных, и для решения различных задач можно использовать множество различных комбинаций из этих данных. Основной задачей выполненного на математической модели расчета была оценка воздействия постоянно увеличивающейся стоимости электрической энергии на срок окупаемости затрат, связанных с увеличением на один размер диаметра трубопровода. При этом были приняты во внимание четыре возможных тарифа. Остальные параметры приняты условно неизменными. К числу неизменяемых параметров в этом расчете отнесены КПД насоса $\eta_n = 0,8$, количество часов работы насоса $n = 6000 \text{ ч/год}$, стоимость одного килограмма трубы.

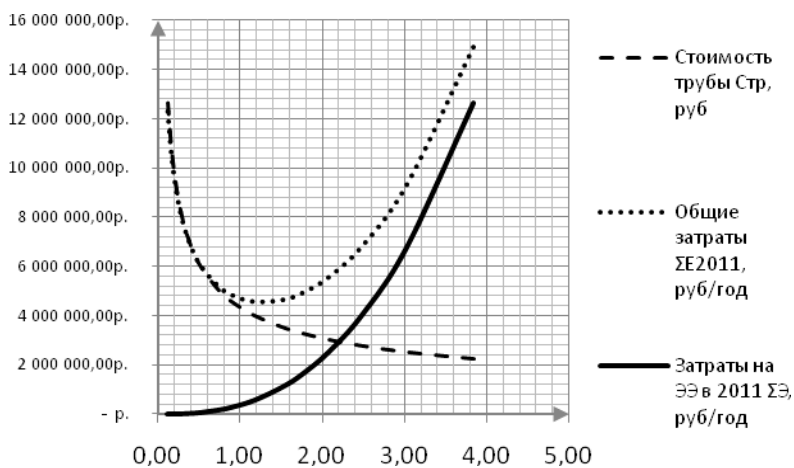


Рис.1. Скорость движения воды в трубе V , м/с

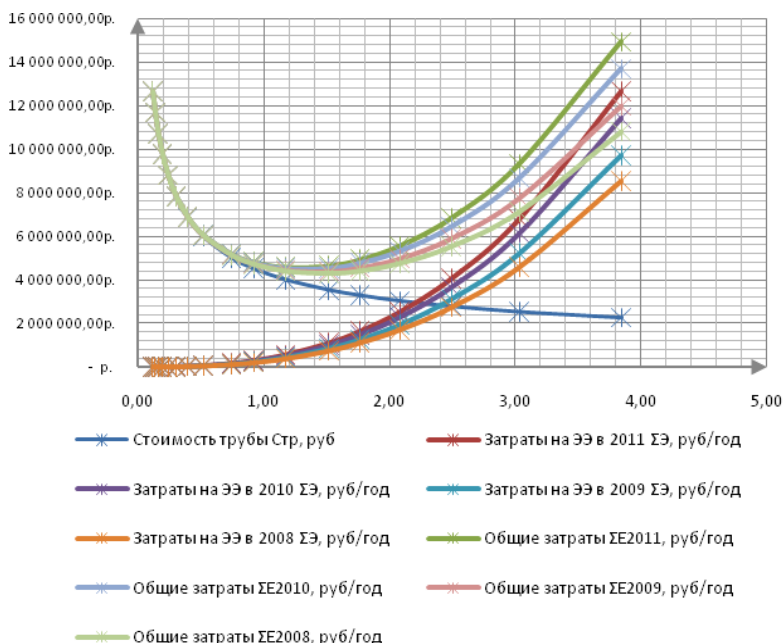


Рис. 2

В дополнение к очевидному качественному результату расчета, заключающемуся в том, что при повышении стоимости электроэнергии целесообразно применять трубы большего диаметра.

Результаты выполненных здесь расчетов, отображенные на рис. 1 и 2, не должны рассматриваться как однозначно достоверные, поскольку вполне достоверно они отображают лишь тенденции, связанные с ростом тарифов на энергию. Для получения вполне достоверных количественных результатов в каждом конкретном случае следует выполнить расчеты по зависимостям (1–7) с подстановкой в формулы соответствующих этому конкретному случаю параметров.

Вместе с тем, для выполненных расчетов принимались реальные для нынешнего времени технико-экономические величины, и полученные результаты имеют практическое значение. Специалист, проектирующий трубопроводные системы, всегда стоит перед выбором диаметра на каждом конкретном участке этой системы, и представленные графики могут помочь ему в этом выборе.

Расчеты такого рода целесообразно вести только там, где гидравлические потери линейных участков трубопроводов являются определяющими при выборе давления, развиваемого насосом.

Если потери давления гидравлической системы сосредоточены, главным образом, в дроселирующих устройствах, например, в термостатических клапанах отопительной системы, то нет никакого смысла руководствоваться принципами, связанными с поиском оптимальной скорости движения воды и сроком окупаемости затрат, вызванных увеличением диаметра трубопровода. Определяющими критериями выбора диаметра в этом случае должны быть минимальные единовременные затраты в рамках допустимых скоростей с учетом гидравлической балансировки параллельных участков трубопроводной системы.

СОДЕРЖАНИЕ

Секция 1. Тепловые электрические станции

<i>Воронцова Е.С.</i> Особенности использования непроектных углей на ТЭС. Рук. <i>Тайлашева Т.С.</i>	3
<i>Кеке Т.С.А.</i> Влияние температуры воды и источников технического водоснабжения на паротурбинных установках ПГУ с котлом-утилизатором. Расчетное исследование. Рук. <i>Цанев С.В.</i>	7
<i>Олейникова Е.Н.</i> Анализ режимов работы ПГУ-ТЭЦ с ТНУ. Рук. <i>Буров В.Д., Дудолин А.А.</i>	9
<i>Григорьев Е.Ю.</i> Математическое и физическое моделирование течения в кольцевых диффузорах газовых турбин. Рук. <i>Зарянкин А.Е.</i>	13
<i>Магер А.С., Рогалев А.Н.</i> Двухвальные ПГУ на основе одновальных установок. Рук. <i>Зарянкин А.Е.</i>	15
<i>Осинцев К.В.</i> Разработка технологии управления теплофизическими параметрами факела многофункциональных горелок при совместной выработке теплоты и углематериалов.....	19
<i>Малков Е.С.</i> Оценка возможностей использования уходящих газов котлов-утилизаторов для сжигания дополнительного топлива. Рук. <i>Мошкарин А.В., Шельгин Б.Л.</i>	23
<i>Малков Е.С.</i> Сравнение вариантов дополнительного сжигания топлива на ПГУ-ТЭЦ. Рук. <i>Мошкарин А.В., Шельгин Б.Л.</i>	27
<i>Подосинникова А.Л.</i> Постановка лабораторной работы по оптимизации загрузки двух одноступенчатых теплофикационных турбин. Рук. <i>Ледуховский Г.В.</i>	30
<i>Мышкин С.И.</i> Расширение Черепетской ГРЭС угольными энергоблоками с турбоагрегатами К-225-12,8-4Р. Рук. <i>Ледуховский Г.В.</i>	34
<i>Мухин Д.А.</i> Модернизация тепловой схемы турбоагрегата К-1000-60/1500. Рук. <i>Ледуховский Г.В.</i>	36
<i>Колотовкин Н.А.</i> Организация оперативного контроля экономичности работы турбоагрегатов Печорской ГРЭС. Рук. <i>Ледуховский Г.В.</i>	38

<i>Твердова Ю.Е.</i> Расширение Костромской ТЭЦ-2 парогазовым блоком мощностью 210 МВт. Рук. <i>Орлов Г.Г.</i>	41
<i>Корякин Д.А.</i> Выбор типа деаэратора для ПГУ-325 МВт. Рук. <i>Орлов Г.Г.</i>	42
<i>Князев И.А.</i> Применение топливных элементов для прохождения пиковых нагрузок на ТЭС. Рук. <i>Орлов Г.Г.</i>	43
<i>Орлов А.А.</i> Система промежуточной сепарации и перегрева пара на АЭС. Рук. <i>Орлов Г.Г.</i>	44
<i>Лебедев И.В.</i> Подавление оксидов азота на ТЭС. Рук. <i>Орлов Г.Г.</i>	46
<i>Абрамов А.А., Белов Е.В., Кукушкин П.С.</i> Разработка АОС по изучению технологических схем прямоточного котла. Рук. <i>Муромкин Ю.Н.</i>	48
<i>Кулаков А.И., Елизаров А.А.</i> Использование ПЭВМ для изучения характеристик основного оборудования ПГУ электростанций. Рук. <i>Шельгин Б.Л.</i>	49
<i>Березина А.Ю., Тутыхина Д.В., Чистякова Д.Д.</i> Разработка программных продуктов для анализа показателей котлоагрегатов среднего давления при переменных режимах работы. Рук. <i>Шельгин Б.Л.</i>	50
<i>Белов Е.С., Беляева О.А., Лебедев Д.Д.</i> Обзор программных комплексов для расчета тепловых схем ТЭС, АЭС и ПГУ. Рук. <i>Асташов Н.С.</i>	52
<i>Аввакумов О.С., Измайлов С.А., Яншенкин А.Д.</i> Программный комплекс United Cycle для расчета тепловых схем ТЭС. Рук. <i>Асташов Н.С.</i>	53
<i>Линьков А.В.</i> Компьютерная программа для ориентировочного расчёта паровых турбин. Рук. <i>Яблоков Л.Д.</i>	55
<i>Кремлев А.С.</i> Опыт освоения программного пакета ANSYS CFX при моделировании осевого вентилятора. Рук. <i>Григорьев Е.Ю.</i>	56
<i>Туманов А.Е.</i> Расчётное моделирование и оценка эффективности тепловой схемы гибридной миниТЭЦ с зажиганием анодных газов топливного элемента перед газовой турбиной. Рук. <i>Буданов В.А.</i>	57

<i>Краснов А.А.</i> Использование математических моделей при создании компьютерных тренажёров для эксплуатационного персонала ГТУ. Рук. <i>Шувалов С.И., Киселев А.И.</i>	58
<i>Погодин С.В.</i> Разработка комплекса программ для расчёт на прочность рабочей лопатки турбины. Рук. <i>Киселёв А.И.</i>	59
<i>Вержуховский В.А.</i> Разработка комплекса компьютерных лабораторных работ по дисциплине МЖГ. Рук. <i>Киселёв А.И.</i>	60

Секция 2. Промышленная теплоэнергетика

<i>Иванов Д.И.</i> Использование термоизоляционной прослойки из вермикулита при теплоизоляции высокотемпературных трубопроводов водяных тепловых сетей низкотеплопроводными материалами из вспененного каучука. Рук. <i>Видин Ю.В.</i>	63
<i>Измайлова Е.В.</i> Регистрация параметров сигнала источника акустической эмиссии в LabVIEW. Рук. <i>Ваньков Ю.В.</i>	66
<i>Магжанова Н.Н.</i> Получение промышленного водорода. Рук. <i>Касаева А.Ж.</i>	70
<i>Марковский Е.А.</i> Анализ использования теплоты ВЭР в центральных СКВ. Рук. <i>Кабанова И.А.</i>	76
<i>Панков А.С.</i> Исследование производства холода и тепла комбинированными установками. Рук. <i>Кабанова И.А.</i>	79
<i>Политова Т.Е.</i> Проверка адекватности математической модели надёжности трубопроводных систем. Рук. <i>Ваньков Ю.В.</i>	82
<i>Ванюшкин Г.Д., Минникаев А.Ф.</i> Разработка системы теплоснабжения ОАО «Агроснабтехсервис». Рук. <i>Жиргалова Т.Б.</i>	85
<i>Чернышева Н.А., Карасева Т.Р.</i> Совершенствование системы теплоснабжения при переходе на новый источник тепла. Рук. <i>Жиргалова Т.Б.</i>	87
<i>Соловьев Р.А.</i> Моделирование радиационного теплообмена при пожаре. Рук. <i>Авдюнин Е.Г.</i>	89

<i>Киселёв Р.А., Кукушкин П.В., Трояновский А.Б.</i> Газогенераторная установка для переработки вторичных древесных ресурсов. Рук. <i>Авдюнин Е.Г.</i>	91
<i>Киселев Р.А.</i> Потребление электрической и тепловой энергии в Ханты-Мансийском АО. Рук. <i>Авдюнин Е.Г.</i>	95
<i>Тарасов К.С., Кузьмина Е.С., Лапатеев Д.А.</i> Уменьшение тепловых потерь в каналах теплотрассы за счёт применения металлических экранов. Рук. <i>Захаров В.М., Смирнов Н.Н.</i>	99
<i>Соловьёв Р.А.</i> Моделирование горения в закрытых помещениях при пожаре. Рук. <i>Авдюнин Е.Г.</i>	102
<i>Киселёв Р.А., Кукушкин П.В., Трояновский А.Б.</i> Автономная ГТУ мощностью 100 кВт, работающая на вторичных древесных ресурсах. Рук. <i>Авдюнин Е.Г.</i>	105
<i>Королёв П.В.</i> Особенности применения конденсационных котлов в централизованной системе теплоснабжения. Рук. <i>Васильев С.В., Банников А.В.</i>	109
<i>Лапшин В.Н.</i> Исследование влияния температуры источника тепловой энергии на эффективность работы паротурбинной установки на низкопотенциальном рабочем агенте. Рук. <i>Васильев С.В., Банников А.В.</i>	113
<i>Матасов Э.Д.</i> Исследование влияния используемого рабочего агента на эффективность работы паротурбинной установки на низкопотенциальном рабочем агенте. Рук. <i>Банников А.В., Васильев С.В.</i>	115
<i>Шаров А.В.</i> Повышение энергетической эффективности паровой котельной «Кировского» рудника. Рук. <i>Васильев С.В., Субботин В.И.</i>	118
<i>Банникова С.А.</i> Особенности работы устройства по утилизации тепловых потерь в канале теплотрассы.	120
<i>Лапатеев Д.А.</i> Разработка и создание лабораторного стенда по сушке материалов. Рук. <i>Захаров В.М., Смирнов Н.Н.</i>	123
<i>Салагор Р.В., Батунова О.А.</i> Методы борьбы с газовыми выбросами автотранспортных предприятий. Рук. <i>Коновалов А.В.</i>	126

- Пророкова М.В.* Предложения по повышению эффективности регулирования системы отопления корпуса «В» ИГЭУ. Рук. *Субботин В.И.*.....128
- Котова Е.Ю.* Использование аналитических зависимостей при расчётах режимов работы теплоэнергетических установок и систем. Рук. *Махов О.Н.*.....130
- Новиков А.В.* Особенности создания математической модели технологических агрегатов для отделки тканей. Рук. *Пыжов В.К.*.....132
- Авдеева Е.А.* Конструкция магистрального и циклонообразного коллекторов систем аспирации. Рук. *Созинов В.П.*.....135
- Фролова Е.М.* Энергетическая характеристика шарового и циклонообразного коллектора систем аспирации. Рук. *Созинов В.П.*.....139
- Ефимова К.В., Глазунов А.М.* Анализ условий применения когенерационных установок в схеме паровой котельной. Рук. *Субботин В.И.*.....144
- Клюквин В.В.* Анализ схем утилизации теплоты на гозотурбинных газоперекачивающих станциях. Рук. *Субботин В.И.*.....148
- Алексеев А.И., Козловская А.А.* Повышение энергетической эффективности поточной линии для послеуборочной сушки табака. Рук. *Тимошин Л.И.*.....152
- Дмитриева Ю.Е., Макарычева О.А.* Применение аккумуляторов тепловой энергии в поточной линии для послеуборочной сушки табака. Рук. *Тимошин Л.И.*.....155
- Жидков Н.В.* Оптимизация системы транспортировки энергоносителей при проектировании. Рук. *Арсёнов В.Г.*.....157