

# СИСТЕМЫ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ ПОРШНЕВЫХ МИНИ-ТЭЦ ДЛЯ ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЯ МАЛЫХ ОБЪЕКТОВ ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЯ

А.Г. Кузьмин, И.А. Карпов, С.С. Дорофеева

*В работе предложена методика оценки и сравнения газодинамической эффективности утилизаторов теплоты отработавших газов поршневых машин различного конструктивного исполнения, работающих в составе мини-ТЭЦ. Приведены результаты исследования их газодинамики при статической продувке.*

В настоящее время сети системы энергетического обеспечения промышленных и бытовых объектов России крайне изношены. Возникающие в этой связи перебои в поставках энергии оборачиваются серьезными последствиями для населения, социально важных объектов, предприятий и учреждений. Энергетический кризис в Москве 2005 г. и центральных областях подтвердил необходимость создания инфраструктуры независимых источников энергии, которые в первую очередь должны рассматриваться как резерв централизованных сетей.

Энергетика Алтайского края, как и энергетика России, в целом, находится в стадии завершения перехода на рыночные отношения. Завершено формирование статусов собственности, рыночных отношений с потребителями, перепродавцами и поставщиками топлива, оборудования, подрядными организациями.

Происходит реструктуризация контингента потребителей электрической и тепловой энергии в сторону уменьшения количества крупных и увеличения количества мелких потребителей. Растет число потребителей, связанных с торговлей, обслуживанием населения бытовыми услугами, уменьшается число крупных предприятий. Промышленность и сельское хозяйство снизили потребление электроэнергии, многие предприятия работают не на полную нагрузку, часть из них длительные периоды времени не работают полностью.

В то же время наблюдается рост потребностей в тепловой энергии как в городах, так и в сельских районах, что связано с некоторым увеличением жилищного фонда, широким строительством частного жилья с большим объемом на одного человека, чем в предыдущие периоды. Существующие схемы теплоснабжения требуют пересмотра в связи с намечаемой газификацией, изменением структуры энергопотребления и появляющи-

мися новыми для региона технологиями.

Кризис энергетики края обусловлен как неплатежами, так и диспаритетами цен на топливо, оборудование, услуги сторонних организаций, высокими кредитными ставками, высокой стоимостью электроэнергии от перепродавцов, общим снижением промышленного и сельского производства. Энергетическое оборудование крайне морально и физически устарело, изношено. Государственное регулирование цен на услуги энергетиков в условиях существующих неплатежей и отсутствия свободных оборотных средств обернулось неплатежами зарплаты, снижением качества и надежности энергоснабжения.

Алтайский край является энергодефицитным регионом, получающим практически 100% используемых первичных энергетических ресурсов из источников, находящихся в ведении других субъектов Российской Федерации и Казахстана. Поэтому экономика края в значительной степени зависит от тарифов естественных монополий.

Чтобы минимизировать риск, энергозависимым регионам, к числу которых относится и Алтайский край, необходимо стремиться к развитию собственного производства энергии. При этом крайне важно базироваться на собственных и, по возможности, возобновляемых топливных ресурсах. Эта же задача актуальна для всех регионов, располагающих сырьем, но не имеющих собственных традиционных топливных источников и испытывающих дефицит в поставках энергии извне.

Наряду с большой энергетикой в современных условиях весьма значительной становится роль средств малой энергетики. Она позволяет повысить надежность системы централизованного энергоснабжения объектов путем частичного резервирования ресурсов в пиковые периоды, или же создать надежную автономную децентрализованную систему энергоснабжения в труднодоступных районах, где ЦТЭС отсутствует.

Технико-экономический анализ показал, что в нише мощностей до 1-5 МВт наиболее выгодным является внедрение когенерационных теплоэлектрических установок на основе поршневых двигателей внутреннего сгорания. В начале 80-х годов появились сообщения ведущих зарубежных дизель- и агрегаторостроительных фирм о разработке и освоении в производстве особого вида дизель-энергетических когенерационных установок – конструктивно объединенного комплекса оборудования, обеспечивающего выработку электроэнергии и теплоснабжение за счет утилизации тепла, выделяемого ДВС. В едином конструктивном комплексе, чаще всего на единой фундаментной раме, помимо самого двигатель-генератора компактно размещаются утилизационный котел, теплообменники, компрессор, щит управления и другие агрегаты, обеспечивающие выполнение комплексом функций электротеплостанции.

Преимущества их для потребителя очевидны: высокий КПД за счет совместной выработки тепла и электрической энергии, а, следовательно, снижение тарифов на энергию и быстрый срок окупаемости затрат; использование как традиционного жидкого, так и газообразного топлива, что помимо экономического имеет и экологический аспект; модульное проектирование станций в зависимости от уровня потребности в энергии, возможность легко вписаться в существующие котельные и даже заменить их; расположение вблизи потребителя энергии или источника топлива, что существенно снижает транспортные расходы; и, наконец, возможность создания мобильных станций для аварийного и резервного энергоснабжения. Установки за рубежом получили широкое распространение. Аналогичные работы развернулись и в отечественном двигателестроении.

В Алтайском крае имеются все условия для развития альтернативной энергетики. Наряду с крупными двигателестроительными компаниями, имеющими огромный опыт и давние традиции выпуска дизельэлектроагрегатов, такими как ОАО ХК «Барнаултрансмаш», ЗАО «ПО Алтайдизель», к разработке и производству поршневых энергоисточников все больший интерес проявляют предприятия малого и среднего бизнеса. Только в г. Барнауле это ООО «Сибэнергопром», ООО «Газэнергомаш», ОАО «Президент-Нева Алтай», ООО «Энерготехсервис», ЗАО КЦ «АлСЭН», ООО «ЭЛКОН».

Возможны различные схемы использования "вторичного" тепла для получения го-

рячей воды, пара или для подогрева воздуха. Для широкого применения может быть рекомендована лишь схема, простая и надежная в эксплуатации и требующая минимального числа дополнительного обслуживающего персонала. При сравнительной оценке различных схем и условий их применения нужно учитывать ряд приводимых ниже характерных особенностей использования вторичного тепла двигателей внутреннего сгорания.

1. На дизельных электростанциях, работающих на тяжелом моторном топливе, физическое тепло выхлопных газов и охлаждающей воды может быть использовано для снабжения внешних потребителей (за вычетом количества тепла, расходуемого на покрытие собственных нужд электростанции).

2. Количество располагаемого тепла выхлопных газов двигателей резко уменьшается при снижении электрической нагрузки станции. Максимум теплового потребления, покрываемого утилизационной установкой, определяется с учетом этого обстоятельства. Приходится предусматривать второй источник снабжения теплом потребителей, уменьшать количество потребителей, присоединяемых к установке.

3. Если через водогрейный котел-утилизатор пропускают всю охлаждающую воду, то подогрев ее получается незначительным. Принимая используемое количество тепла выхлопных газов равным 200 ккал/л.с.ч, а расход охлаждающей воды 40 л/л.с.ч, получим, что вода может быть подогрета только на 5°C. Таким образом, использование охлаждающей воды и тепла выхлопных газов в большинстве случаев приходится осуществлять по независимым схемам.

4. При удовлетворительном качестве охлаждающей воды, дающем возможность применять прямоточное охлаждение, наиболее целесообразно использовать эту воду в установках, работающих по разомкнутому циклу (например, снабжение горячей водой, промышленных и сельскохозяйственных потребителей). Использование вторичной воды теплообменников для систем горячего водоснабжения особенно удобно. При необходимости можно производить дополнительный подогрев воды в водогрейном котле непосредственно у потребителя.

5. При сохранении для отопительных систем стандартных температур теплоносителя использование тепла охлаждающей воды для отопления усложняет схему станции и связано со следующими неудобствами. Отопительные системы рассчитываются на тем-

## СИСТЕМЫ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ ПОРШНЕВЫХ МИНИ-ТЭЦ ДЛЯ ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЯ МАЛЫХ ОБЪЕКТОВ ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЯ

пературу поступающей воды 90-95°C и обратной 70°C при расчетной для отопления температуре наружного воздуха. Следовательно, в течение части отопительного сезона потребуется подогрев охлаждающей воды перед ее поступлением в отопительную систему. Использование охлаждающей воды для отопления превращает отопительные приборы в охладители циркуляционной системы. А так как отопительные установки работают при переменном расходе тепла и переменной температуре обратной воды, в зависимости от температуры наружного воздуха, то для поддержания постоянного температурного режима охлаждения двигателей в схеме водоснабжения станции необходимо предусматривать возможность пропускать, периодически или постоянно, часть охлаждающей воды через градирню или спускать часть воды в канализацию. Это неизбежно приводит к нежелательному для эксплуатации систем отопления насыщению циркулирующей воды воздухом. Этого можно избежать при схемах с теплообменником, так как в этом случае в системе охлаждения двигателя и в отопительной системе циркулирует постоянный объем воды по замкнутому циклу.

Подогрев охлаждающей воды до 95°C в котлах-утилизаторах или котлах с огневой топкой, при низкой температуре наружного воздуха, делает невозможным использование обратной воды из системы отопления для охлаждения двигателя вследствие высокой ее температуры (60-70°C). При поступлении теплоносителя из отопительных систем в систему охлаждения двигателя возможно засорение последней (например, после ремонта отопительных систем).

При подогреве охлаждающей воды в котле-утилизаторе для отопления можно использовать лишь небольшую часть этой воды при переменной степени использования тепла выхлопных газов. Например, если в схеме с теплообменником принять температуру первичной воды после дизеля  $t_1 = 65^\circ\text{C}$ , температуру воды, подаваемой в отопительную систему, 90°C, возможное использование тепла выхлопных газов 200 ккал/л.с.ч, то количество воды, которое можно подогреть в котле-утилизаторе, составит лишь 8 л/л.с.ч. При перепаде температуры охлаждающей воды в двигателе в 15° С расход ее составит около 45 л/л.с.ч, то есть будет использовано лишь 18% тепла охлаждающей воды.

По мере повышения температуры наружного воздуха использование тепла выхлопных газов уменьшается, а при темпера-

туре воды, подаваемой в отопительную систему, равной 65°C, становится равным нулю.

Для более полного использования тепла охлаждающей воды и для упрощения схемы следует рассчитывать систему отопления на пониженную начальную температуру теплоносителя, например, 60-70°C. Связанное с этим увеличение поверхности нагрева отопительных приборов и диаметров труб может быть компенсировано достигаемой экономией топлива.

Нужно отметить, что особо благоприятные условия для использования тепла охлаждающей воды и выхлопных газов создаются для сельскохозяйственных электростанций. Это тепло может быть использовано в теплично-парниковом хозяйстве, в животноводстве, для получения холода в холодильных абсорбционных установках, для бытовых целей и т. д.

Схемы использования тепла охлаждающей воды без утилизации тепла выхлопных газов наиболее просты, но связаны со снабжением потребителя водой относительно низкой температуры. Применение этих схем целесообразно, в частности, на дизельных электростанциях, работающих на тяжелом моторном топливе, где физическое тепло выхлопных газов расходуется на подогрев топлива.

Для использования тепла выхлопных газов устанавливают паровые и водогрейные котлы-утилизаторы. По конструкции их различают: котлы-утилизаторы водотрубные (вода находится внутри труб, а газы омывают их снаружи) и газотрубные (газы проходят внутри труб). Преимуществом первых является меньшая их поверхность нагрева по сравнению с газотрубными той же производительности, преимуществом вторых - большая легкость очистки трубок от сажи.

Компактность ряда конструкций котлов-утилизаторов позволяет размещать их в машинном зале в непосредственной близости от двигателей.

По условиям безопасности котлы-утилизаторы резко отличаются от котлов с огневыми топками. Различие это заключается в отсутствии огневых поверхностей, а также в сравнительно низкой предельной температуре газов, не превышающей 550°C. Благодаря этому обстоятельству прекращение питания котла и оголение поверхностей нагрева не только не вызывает аварий (взрыва), но при надлежащей конструкции не отражается на механической прочности котла. Некоторые конструкции котлов-утилизаторов допускают

чистку поверхностей нагрева пропуском выхлопных газов через котел, опорожненный от воды. Вместе с тем, котлы-утилизаторы должны удовлетворять следующим особым требованиям: они должны иметь минимальное газовое сопротивление, допускать легкую очистку поверхностей нагрева с газовой и водяной сторон, обеспечивать компактность всей установки и удобство ее расположения в машинном зале.

Добавочное сопротивление для газов, создаваемое котлом-утилизатором, может вызвать уменьшение мощности двигателя и увеличение расхода топлива. Но при газовом сопротивлении котлов-утилизаторов, не превышающем 400 мм вод. ст. для четырехтактных двигателей, 250 мм вод. ст. для двухтактных двигателей с продувочным насосом и 100 мм вод. ст. для двухтактных двигателей с кривошипно-камерной продувкой, сопротивление котлов-утилизаторов оказывает малое влияние на повышение расхода топлива двигателями.

Накипь, образующаяся на поверхностях нагрева с водяной стороны, и сажа и нагар с газовой стороны сильно снижают производительность котла, поэтому возможность легкой очистки котла является одним из основных показателей совершенства его конструкции. Особое внимание должно быть обращено на очистку поверхности нагрева с газовой стороны. Опыт показал, что при слое сажи и нагара на поверхности нагрева толщиной в 1,5-2 мм коэффициент теплопередачи уменьшается на 20-30 %. По данным испытаний, через 250 ч эксплуатации котла-утилизатора коэффициент теплопередачи уменьшается более чем на 20 %. Сажа и нагар прочно пристаивают к поверхностям нагрева и очистка их обдувкой паром или сжатым воздухом не дает эффекта.

Для уменьшения загрязнения поверхностей нагрева пуск и остановку двигателей производят при выключенном котле-утилизаторе. Для этой цели котлы-утилизаторы снабжают обводными каналами для отвода газов непосредственно в глушитель, минуя котел-утилизатор.

Во многих случаях именно интенсивность теплопередачи становится препятствием для успешного решения поставленных задач. Непрерывное увеличение мощностей малой энергетики выдвигают новые требования к теплообменным аппаратам (ТА), а именно, высокую эффективность, компактность, технологичность конструкции и малый вес.

Эти требования явились причиной расширения исследовательских работ, направленных на улучшение теплообмена. При этом определились два основных направления дальнейшего исследования и развития утилизаторов:

- усовершенствование конструкций газо-жидкостных теплообменных аппаратов, направленное на увеличение степени турбулизации газового потока, подбору оптимальных проходных сечений и рациональной компоновке элементов ТА;
- развитие теплопередающих поверхностей за счет оребрения трубок.

Возможности первого направления не столь велики, так как интенсификация теплоотдачи за счет турбулизации потока газа сопряжена с ростом потерь напора и росту сопротивления на выпуске, что не всегда допустимо.

Другое направление заключается в создании развитых поверхностей теплообмена у ТА, отличающихся различными геометрическими и рабочими характеристиками, материалами, технологией изготовления.

Дальнейшее развитие утилизаторов теплоты требует существенного развития и совершенствования научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ, т.к. ориентация проектировщиков только на прототипы не может привести к созданию новых конструкций, превосходящих по своим параметрам существующие аналоги.

В отечественной литературе не так много работ, в которых были бы подвергнуты систематическому рассмотрению и анализу многочисленные разновидности эффективных теплообменных аппаратов. Между тем теория теплообмена интенсивно развивается и дальнейшее использование методов, не имеющих серьезного научного обоснования, становится затруднительным. Проведен термодинамический анализ процесса расширения отработавшего газа (ОГ) в открытой термодинамической системе с внутренним и внешним теплообменом.

Получены выражения, позволяющие определить скорость ОГ в выходном сечении конвективного пучка котла-утилизатора:

- для изоэнтропного истечения газа (без внутреннего и внешнего теплообмена) теоретически достижимая скорость при заданном перепаде давлений

$$W_T = \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT^* \left( 1 - \left( \frac{P_2}{P_1^*} \right)^{1-1/k} \right)},$$

где  $k$  – показатель изоэнтропии;

## СИСТЕМЫ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ ПОРШНЕВЫХ МИНИ-ТЭЦ ДЛЯ ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЯ МАЛЫХ ОБЪЕКТОВ ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЯ

- для адиабатного процесса расширения газа (без внешнего теплообмена со стенками направляющего канала) скорость истечения

$$W_{\dot{a}} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT^* \left( 1 - \left( \frac{P_2}{P_1^*} \right)^{1-1/m} \right)},$$

где  $m$  – показатель адиабаты;

- для политропного процесса действительная скорость истечения

$$W_{\dot{a}} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT^* \left( \alpha_{\dot{O}} - \left( \frac{P_2}{P_1^*} \right)^{1-1/n} \right)},$$

где  $n$  – показатель политропы;

$\alpha_T$  – коэффициент внешнего теплообмена.

$$\varphi = \frac{W_{\dot{a}}}{W_T}; \quad \xi = \frac{1}{\varphi^2} - 1,$$

где  $\varphi$  – коэффициент скорости,  $\xi$  – коэффициент газодинамических потерь.

На базе полученных в результате анализа зависимостей, появляется возможность разработки уточненной методики определения газодинамических потерь в элементах ТА методом статической продувки с последующим использованием данных при проведении расчетов котлов-утилизаторов. В основу уточненной методики положены следующие допущения:

- процесс расширения воздуха в потоке принимается адиабатным;
- используемый при продувке воздух является идеальным газом, т.е.  $z_c \cong 1$ ;
- удельные теплоемкости при постоянном давлении  $c_p$  и объеме  $c_v$ , а, следовательно-

но, и показатель изэнтропного процесса  $k$  принимается постоянным по потоку.

Критериями оценки и сравнения газодинамической эффективности элементов утилизатора ОГ в частности и всего утилизатора в целом одновременно являются коэффициенты газодинамических потерь  $\xi$  и расхода  $\mu$ , а также приращение энтропии  $\Delta S$ . Они определяются:

- коэффициент газодинамических потерь

$$\xi = \frac{\ln(P_2^*/P_1^*)}{\ln(P_2/P_2^*)} = \frac{\Delta T_T}{\Delta T},$$

- коэффициент расхода

$$\mu = \sqrt{\frac{1}{\xi + 1}} \exp\left(\frac{\Delta S}{(k-1)C_p}\right),$$

где  $\Delta T_T = T_2 - T_T$  - разница между статической температурой в выходном сечении потока  $T_2$  и теоретически достижимой  $T_T$ ;  $\Delta T = T^* - T_2$  - разница между заторможенной температурой в адиабатном потоке и его статической температурой в выходном сечении;  $\Delta S$  - приращение энтропии в адиабатном потоке

$$\Delta S = S_2 - S_1 = C_p \int_{T_T}^{T_2} \frac{dT_T}{T_T} = C_p \ln \frac{T_2}{T_T}.$$

Сравнение коэффициентов для труб различного диаметра выполнено на установке статической продувки (рисунки 1, 2).

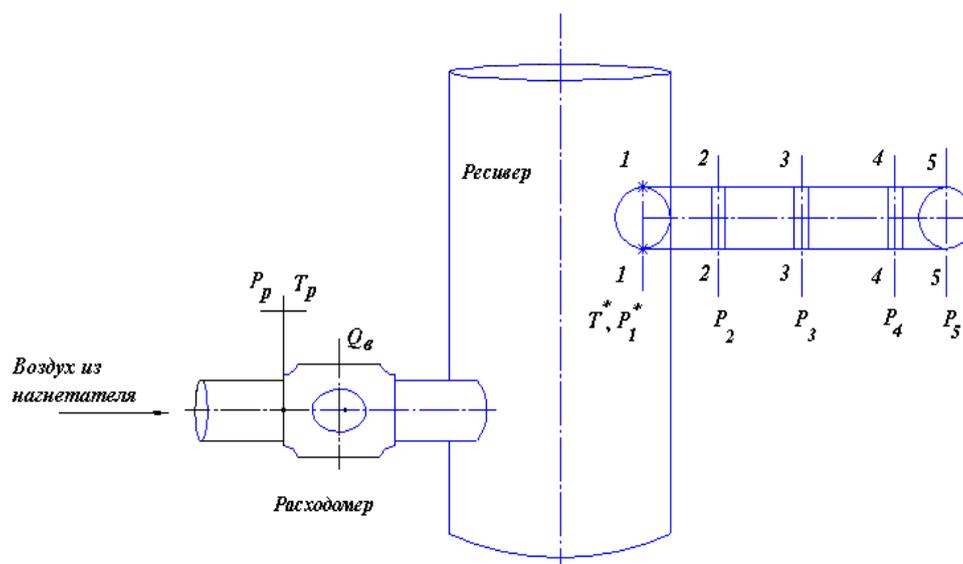


Рис. 1. Схема установки для статической продувки утилизатора ОГ

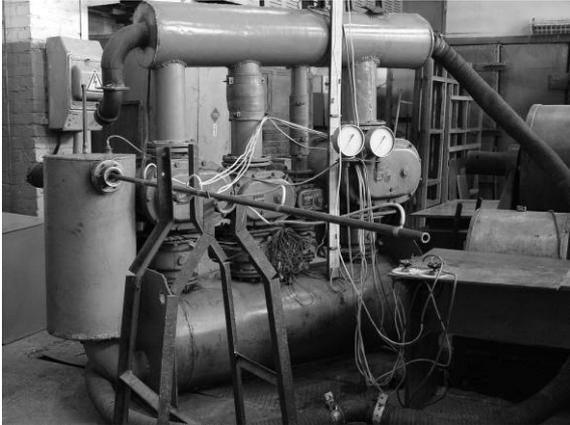


Рис. 2. Установка статической продувки

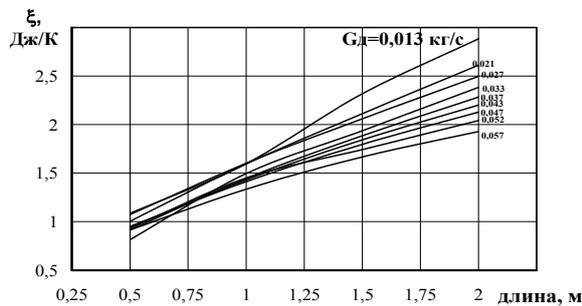
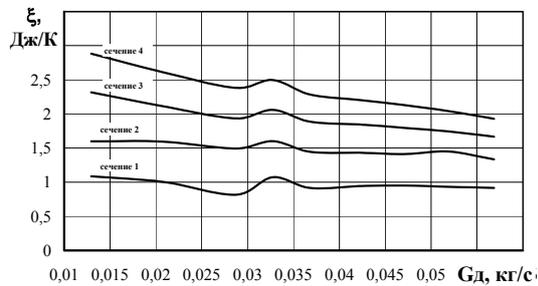


Рис. 3. Изменение коэффициента газодинамических потерь для трубы Ø 20,6 мм

По предложенной методике проведена обработка экспериментальных данных (рисунки 3 и 4).

На основании полученных данных по газодинамическим потерям проведен тепловой и конструктивный расчет котлов-утилизаторов отработавших газов ДВС.

Цель гидравлического расчета теплообменника состоит в определении затраты механической энергии на перемещение теплоносителей в аппарате. Процесс теплообмена, которым сопровождается движение теплоносителей через теплообменник, вносит некоторую особенность в методику расчетной оценки гидравлического сопротивления.

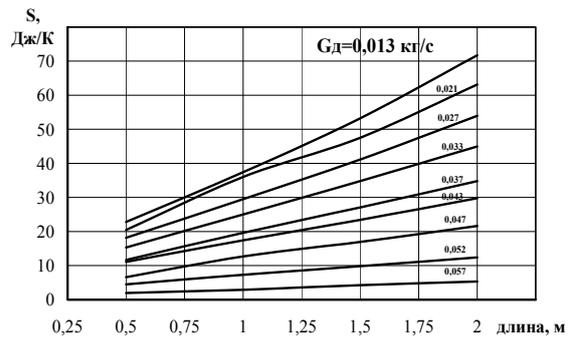
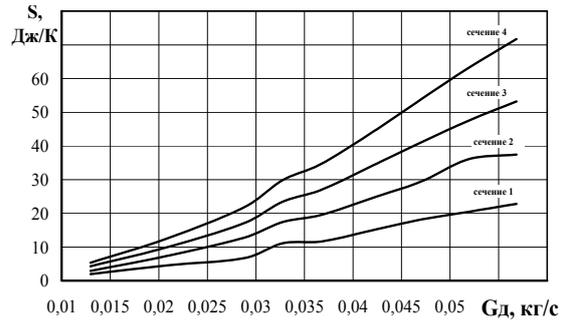


Рис. 4. Изменение энтропии S для трубы диаметром Ø 20,6 мм

При гидравлическом расчете теплообменника необходимо учитывать сопротивление трения, местные сопротивления и тепловое сопротивление.

Сопротивление трения определяется по известной формуле

$$\Delta p_m = \xi(l/d) \rho w^2 / 2,$$

где  $l$ ,  $d$  - длина и диаметр канала;  $\xi$  - коэффициент сопротивления трения.

При неизотермическом течении жидкости величина коэффициента зависит не только от критерия  $Re$ , но и от критериев  $Gr$  и  $Pr$ . Так, при турбулентном режиме течения

$$\xi = \frac{0,3164}{Re_f^{0,25}} \cdot \left( \frac{Pr_w}{Pr_f} \right)^{1/3}.$$

Местные сопротивления определяются формулой

$$\Delta p_i = \xi \frac{\rho w^2}{2},$$

где коэффициент  $\xi$  зависит от вида местного сопротивления (внезапное сужение канала, поворот и т. п.).

Тепловое сопротивление можно подсчитать как удвоенную разность скоростных напоров в конце и в начале канала:

$$\Delta p_{\text{дтв}} = \rho_2 w_2^2 - \rho_1 w_1^2 = \frac{t_2 - t_1}{T_{cp}} \cdot \rho_{cp} w_{cp}^2.$$

## СИСТЕМЫ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ ПОРШНЕВЫХ МИНИ-ТЭЦ ДЛЯ ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЯ МАЛЫХ ОБЪЕКТОВ ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЯ

Общее сопротивление каждого теплоносителя определяется как сумма всех видов сопротивления в элементах теплообменника:

$$\Delta p = \sum \Delta p_m + \sum \Delta p_i + \sum \Delta p_{\text{дв}} .$$

Мощность, необходимая для перемещения каждого теплоносителя в теплообменнике, определяется формулой

$$N = \frac{\Delta p G}{1000 \rho \eta} ,$$

где  $G$  и  $\rho$  - массовый расход и плотность теплоносителя;  $\eta$  - к.п.д. устройства (насоса, вентилятора) для перемещения теплоносителя.

Тепловой расчет проводится для определения поверхности теплообмена, а если последняя известна, это определение конечных температур рабочих жидкостей. Основными расчетными уравнениями теплообмена при стационарном режиме являются уравнение теплопередачи и уравнение теплового баланса.

Уравнение теплопередачи:

$$Q = kF(t_1 - t_2) ,$$

где  $Q$  - тепловой поток,  $k$  - средний коэффициент теплопередачи;  $F$  - поверхность теплообмена в аппарате;  $t_1$  и  $t_2$  - соответственно температуры горячего и холодного теплоносителей.

Уравнение теплового баланса при условии отсутствия тепловых потерь и фазовых переходов

$$Q = V_1 \rho_1 C_{p1} (t_1' - t_1'') = V_2 \rho_2 C_{p2} (t_2'' - t_2') ,$$

где  $V_1 \rho_1$  и  $V_2 \rho_2$  - массовые расходы теплоносителей;  $C_{p1}$  и  $C_{p2}$  - средние массовые теплоемкости жидкостей в интервале температур от  $t_1'$  до  $t_1''$ ;  $t_1'$  и  $t_2'$  - температуры жидкостей при входе в аппарат;  $t_1''$  и  $t_2''$  - температуры жидкостей при выходе из аппарата.

Расчетные исследования гидравлических потерь теплофикационных котлов проведены с целью определения оптимального типоразмера оборудования для условий совместной работы с поршневыми агрегатами в составе двигатель-генераторной станции электрической мощностью 315 кВт.

Основным критерием совместной работы поршневого двигателя с утилизационным оборудованием при условии сохранения ресурсных характеристик двигателя и требуемых теплотехнических параметров системы утилизации является обеспечение мини-

мально возможного сопротивления по стороне выпускных газов теплофикационного котла при утилизации заданного количества тепловой энергии.

Расчетная схема для утилизаторов приведена на рисунке 5.

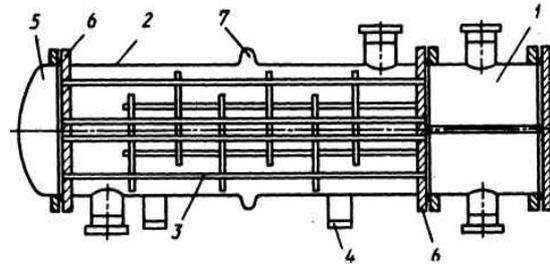


Рис. 5. Схема рекуперативного ТА с компенсацией температурных удлинений

Расчеты выполнены при наложении внешних условий и параметров двигателей. Принципиальную оценку эффективности утилизаторов по сопротивлению проточной части возможно выполнить в любых произвольных условиях, однако с целью определения реальных параметров системы при совместной работе двигатель-утилизатор в расчете использованы реальные значения расхода и температуры выпускных газов двигателей.

Расчеты проведены для двух типовых исполнений утилизаторов выпускных газов УВГ/1 производства ООО «Газовое энергетическое машиностроение» (г. Барнаул) и УК производства ОАО «Барнаултрансмаш» (г. Барнаул), а также для перспективной конструкции котла-утилизатора.

### ВЫВОДЫ

В результате расчетов по критерию "минимальное значение сопротивления", установлено преимущество утилизатора УВГ/1.

Значения гидравлических потерь котла УВГ/1 составляют 2388 мм.в.ст. и 1430 мм.в.ст. при  $T_0 - 50^\circ\text{C}$ ,  $G_B - 0,802 \text{ кг/с}$ ,  $T_r - 400^\circ\text{C}$  и  $T_0 + 20^\circ\text{C}$ ,  $T_r - 400^\circ\text{C}$ ,  $G_B - 0,588 \text{ кг/с}$  соответственно.

Значения гидравлических потерь котла УК составляют 2911 мм.в.ст. и 1562 мм.в.ст. в тех же условиях.

Приведенные выше результаты расчетов, находящихся на производстве теплофикационных котлов, при необходимости дальнейшего сокращения гидравлических потерь положены в основу расчета и разработки нового типоразмера утилизатора УВГ/1. Разработанный на основе принятой схемы утили-

зационному котлу присвоено обозначение УВГ.

Расчетом установлено гидравлические сопротивления проточной части котла УВГ 1472 мм.в.ст и 828 мм.в.ст. при  $T_0 - 50^\circ\text{C}$ ,  $G_B - 0,802$  кг/с,  $T_r - 400^\circ\text{C}$  и  $T_0 + 20^\circ\text{C}$ ,  $G_B - 0,588$  кг/с,  $T_r - 400^\circ\text{C}$  соответственно.

В дальнейшем в расчете параметров двигателей при совместной работе с котлом УВГ принимаются значения сопротивлений 2000 мм.в.ст. и 1500 мм.в.ст. учитывающие возможные засорения газового тракта продуктами неполного сгорания.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Попырин Л.С. Математическое моделирование и оптимизация теплоэнергетических установок. - М.: Энергия, 1978.

2. Логвиненко В.В., Червяков Ю.С. и др. Технико-экономические показатели мини-ТЭЦ на базе

когенерационных установок ОАО «Барнаултрансмаш» // Двигателестроение. – 1998. - №4.

3. Логвиненко В.В., Логвиненко А.В. Выбор оборудования для мини-ТЭЦ на базе газопоршневых агрегатов малой и средней мощности // Ползуновский альманах. – 2004. - № 4(8). - С. 73-74.

4. Матиевский Д.Д., Логвиненко В.В., Кузьмин А.Г. Перспективы использования двигателей внутреннего сгорания в качестве источников тепла и электрической энергии промышленных объектов // Ползуновский вестник. – 2003. - №1-2. - С. 4-9.

5. Бажан П.И. и др. Справочник по теплообменным аппаратам. - М.: Машиностроение, 1989.

6. Купиков Ю.А. Системы охлаждения силовых установок тепловозов. - М.: Машиностроение, 1988.

7. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. - М.: Энергия, 1973.

8. Нащекин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача. – М.: Высшая школа, 1975.

9. Болгарский А.В., Мухачев Г.А., Щукин В.К. Термодинамика и теплопередача. – М.: Высшая школа, 1964.