

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА»
(САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

С.О. НЕКРАСОВА, О.В. ТРЕМКИНА

РАСЧЁТ ПАРАМЕТРОВ ИСТОЧНИКОВ АВТОНОМНОГО ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЯ

Рекомендовано редакционно-издательским советом федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева» в качестве учебного пособия для обучающихся по основной образовательной программе высшего образования по направлению подготовки 13.03.03 Энергетическое машиностроение

С А М А Р А

Издательство Самарского университета
2023

УДК 621.311(075)

ББК 337-02я7

Н480

Рецензенты: канд. техн. наук Д. Д. Т ю л ь к и н,
канд. техн. наук, доц. О. В. Б а т у р и н

Некрасова, Светлана Олеговна

Н480 Расчёт параметров источников автономного энергоснабжения:

учебное пособие / *С.О. Некрасова, О.В. Тремкина.* – Самара:

Издательство Самарского университета, 2023. – 76 с.: ил.

ISBN 978-5-7883-2012-0

Приведены методики расчёта технико-экономических и энергетических показателей оценки реорганизационных мероприятий по модернизации автономных источников энергоснабжения.

Предназначено для выполнения расчётов параметров теплоэнергетического оборудования студентами бакалавриата института двигателей и энергетических установок направления подготовки 13.03.03 Энергетическое машиностроение.

Разработано на кафедре теплотехники и тепловых двигателей Самарского университета.

УДК 621.311(075)

ББК 337-02я7

ISBN 978-5-7883-2012-0

© Самарский университет, 2023

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	4
1 Описание исходной котельной	6
2 Варианты основного оборудования мини-ТЭЦ	8
3 Подбор основного технологического оборудования мини-ТЭЦ.....	10
4 Расчёт системы утилизации теплоты	18
4.1 Тепловой расчет ГПА	18
4.2 Система контура утилизации теплоты ГПА	22
4.3 Расчет пластинчатого теплообменника системы утилизации контура охлаждения ГПУ	27
4.3.1 Гидравлический расчет теплообменника	31
5 Проектирование водогрейного котла-утилизатора	34
6 Конструкторский расчет котла-утилизатора	37
6.1 Гидравлический расчет котла-утилизатора	41
7 Водородные технологии в энергетике	43
7.1 Способы получения водорода из углеводородов	43
7.2 Газотурбинная водородная энергоустановка	53
8 Комбинированные циклы энергетических установок	66
8.1 Трехкаскадная система рекуперации тепла на основе диоксида углерода CO ₂	70
Список использованных источников	75

ВВЕДЕНИЕ

По различным оценкам, от 50 до 70% территории России не имеет централизованного электро- и теплоснабжения и нуждается в обеспечении потребителей энергией. Данная проблема может быть решена с помощью технологий малой энергетики и когенерации. Поскольку малые электростанции зачастую способны выполнять те же задачи, что и крупные, но с минимальными затратами и большей производительностью, строительство мини-ТЭЦ для комбинированного производства тепловой и электрической энергии, а в ряде случаев – холода, приобретает все большее распространение в небольших поселках, на промышленных предприятиях, в агропромышленных комплексах, отдельно стоящих жилых и общественных зданиях, а также в периоды чрезвычайных ситуаций. Большая производительность и снижение затрат мини-ТЭЦ, коэффициент полезного действия которой достигает 90–92%, объясняется тем, что выработку электроэнергии и производство тепла осуществляет одна и та же установка, в отличие от традиционной ТЭЦ с КПД около 54%, на которой происходит раздельное производство тепла и электроэнергии.

Таким образом, основными преимуществами автономных мини-ТЭЦ являются:

строительство станции осуществляется в непосредственной близости от потребителя, поэтому затраты на передачу и потери при транспортировке энергии малы;

автономное энергоснабжение и возможность реализации излишков вырабатываемой электроэнергии;

низкая себестоимость тепловой и электрической энергии, по сравнению с централизованными источниками энергии;

небольшие габаритные размеры и возможность модульной сборки станции.

Целью данной практической работы является разработка мероприятий по переводу действующей водогрейной котельной в мини-ТЭЦ. Реализация данных мероприятий позволит создать дешевую электрическую энергию на существующем теплоснабжении, существенно снизить удельные расходы топлива на вырабатываемую энергию, исключить расходы на закупку электроэнергии для собственных нужд котельной, а также в целом повысит надежность энергоснабжения потребителя.

1 ОПИСАНИЕ ИСХОДНОЙ КОТЕЛЬНОЙ

Одной из целесообразных и экономически выгодных технологий создания мини-ТЭЦ является реконструкция действующих отопительных котельных. В данном случае одним из вариантов является модернизация и реорганизация промышленных и коммунальных котельных путем их дополнения электрогенерирующими агрегатами с конвертируемыми газопоршневыми и газотурбинными двигателями. Концептуальная схема преобразования котельной в мини-ТЭЦ показана на рисунке 1.

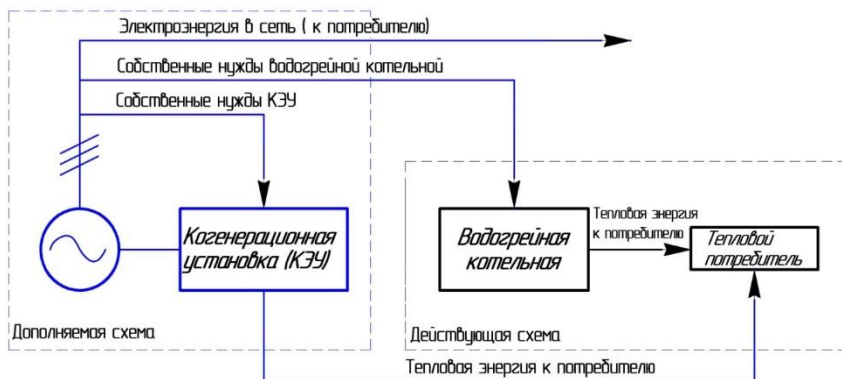


Рисунок 1 – Схема мини-ТЭЦ на основе ГПА

В качестве базового объекта для строительства мини-ТЭЦ выбрана водогрейная котельная с устаревшим оборудованием малого населенного пункта с численностью населения не более 10–15 тыс. человек. За основное оборудование котельной принято два водогрейных котлоагрегата ТВГ-8 и один водогрейный котлоагрегат КВГ 6.5.

Котельные, оборудованные только водогрейными котлами, крайне редко используются для теплоснабжения промышленных

предприятий, так как они не производят технологического пара высоких температур. Обычно такой вид котельных применяется для снабжения тепловой энергией жилых поселков, для которых необходимая температура теплоносителя составляет 75-90°С [1]. Принципиальная схема действующей водогрейной котельной с тремя водогрейными котлами представлена на рисунке 2.

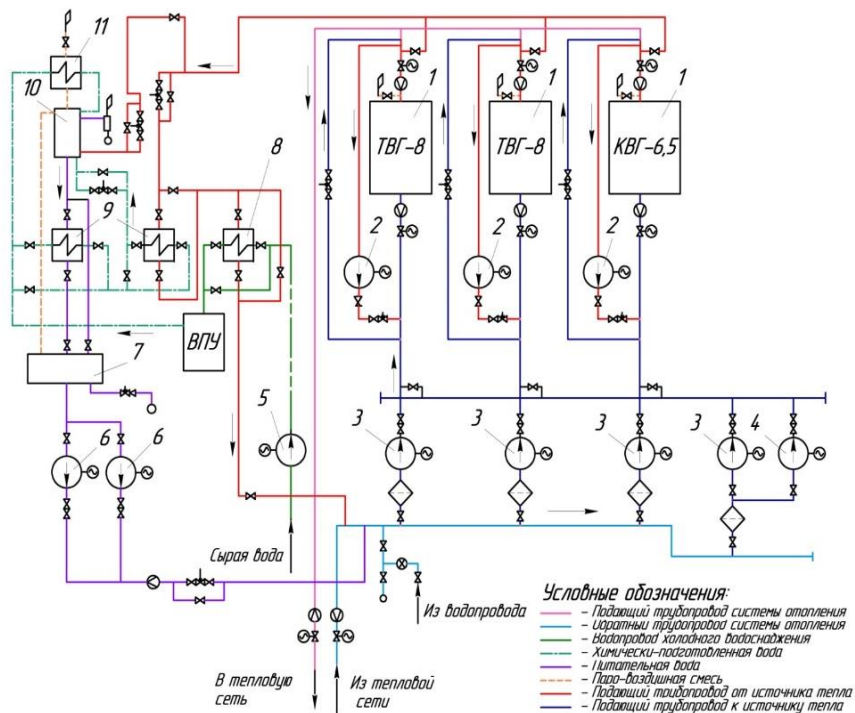


Рисунок 2 – Тепловая схема водогрейной котельной населенного пункта до реконструкции: 1 – котел водогрейный; 2 – насос рециркуляционный; 3 – насос сетевой; 4 – насос сетевой летний; 5 – насос сырой воды; 6 – подпиточный насос; 7 – бак-аккумулятор подпиточной воды; 8 – подогреватель сырой воды; 9 – подогреватель химически-очищенной воды; 10 – деаэратор; 11 – охладитель выпара.

Для подбора и замены оборудования на существующей котельной необходимо:

- 1) определить суммарную установленную мощность водогрейной котельной в Гкал/час и МВт;
- 2) определить тепловые нагрузки потребителей в зависимости от удельного показателя максимальной тепловой нагрузки на отопление жилых домов согласно СП 124.13330.2012 Тепловые сети [2].

2 ВАРИАНТЫ ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ МИНИ-ТЭЦ

Автономные системы генерации оснащаются газотурбинными установками (ГТУ) или газопоршневыми агрегатами (ГПА) для выработки тепловой и электрической энергии. Эффективный КПД ГТУ составляет 25–35 %, в зависимости от параметров работы конкретной модели турбины и характеристик топлива [3]. У ГПА эффективный КПД больше, чем у ГТУ, и находится в диапазоне 40–45 %. ГПА эффективнее газовых турбин при малой нагрузке (от 30 % до 100 %).

При работе по когенерационному циклу коэффициент использования топлива для энергоустановок с ГТУ может достигать 90%. У когенерационных установок на основе ГПА коэффициент использования топлива лежит в диапазоне 70–92 % [3].

Удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии без учета утилизации тепла, г.у.т./кВт·ч для ГПА составляет 360–610, а для ГТУ – 300–615.

С точки зрения ресурса и надежности, установки на базе ГТУ и ГПА имеют существенное различие, так как они по-разному чувствительны к частым остановкам и пускам. Прерывания работы газопоршневого двигателя может происходить неограниченное

число раз, и они не будут сильно влиять на ресурс работы двигателя, который составляет до 300 тыс.ч, в то время как ГТУ не может так часто осуществлять остановки и запуск, потому что это значительно сокращает ресурс работы двигателя. Ресурс ГТУ составляет около 100 тыс.ч и может снижаться с уменьшением мощности турбины.

Таблица 1 – Эффективность когенерационных установок

Характеристики эффективности установки	Мини-ТЭЦ на базе ГТУ	Мини-ТЭЦ на базе ГПУ
Эффективный (электрический) КПД первичного двигателя, %	25–35	40–45
Коэффициент использования топлива, %	до 90	70–92
Удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии без учета утилизации тепла, г.у.т./кВт·ч	300–615	360–610

Исходя из анализа основных вышеперечисленных характеристик мини-ТЭЦ, можно сделать вывод о том, что для реорганизации водогрейной котельной более надежными в работе являются установки на основе газопоршневых двигателей.

3 ПОДБОР ОСНОВНОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ МИНИ-ТЭЦ

Исходя из технических характеристик имеющегося оборудования котельной, суммарной установленной мощности водогрейной котельной, максимальной тепловой нагрузки на отопление жилых домов требуется подобрать комплекс основного оборудования, которое будет установлено в котельной взамен действующего.

Технические характеристики, присущие генерирующим агрегатам и являющиеся основой при их выборе следующие (таблица 2):

- номинальная мощность – это активная мощность на клеммах электрогенератора при номинальных напряжении и частоте, и заранее заданных параметрах условий окружающей среды, кВт;

- тепловая мощность теплогенератора – это количество теплоты, образуемое при сгорании топлива, которое может быть произведено и (или) передано по тепловым сетям за единицу времени, Гкал/ч;

- номинальное напряжение на клеммах электрогенератора, В;

- расход топлива ГПА, м³/ч;

- расход масла ГПА, г/кВт·ч;

Одним из наиболее важных критериев выбора агрегата является установленная вырабатываемая электрическая мощность – суммарная номинальная электрическая мощность однотипных электрических машин. Согласно «Правилам оптового рынка электрической энергии и мощности», поставщик электрической энергии владеет на праве собственности или на ином законном основании генерирующим оборудованием, установленная генерирующая мощность которого в каждой предполагаемой группе точек поставки составляет не менее 5 МВт [4]. Именно поэтому, для продажи выработанной электрической энергии с мини-ТЭЦ,

требуется установить генерирующее оборудование с установленной электрической мощностью не менее 5 МВт. Это требование объясняет тот факт, что генерирующая установка должна работать круглогодично на полную мощность, независимо от того, нуждается потребитель в тепловой энергии или нет. Вследствие этого в летнее время предполагается работа мини-ТЭЦ на полную мощность без полной утилизации тепла либо с возможным применением абсорбционной холодильной установки для производства холода на нужды общественных организаций в летнее время.

Исходя из вышеизложенного, в работе требуется сравнить 2 варианта основного генерирующего газопоршневого двигателя:

- установленная электрическая мощность ГПА – менее 1000 МВт;
- установленная электрическая мощность ГПА – более 1000 МВт.

Технические характеристики данных вариантов основного оборудования необходимо найти самостоятельно и свести в таблицу 2.

Согласно установленной тепловой нагрузке котельной и требуемой электрической мощности установить количество ГПА для установки на мини-ТЭЦ:

- 1) установка ГПУ ДГ98М-10500 ОАО «РУМО» для замещения установленной электрической мощности 5 МВт;
- 2) установка ГПУ Cummins C2000N5C для замещения установленной электрической мощности 5 МВт.

Выбор итогового комплекса нового генерирующего оборудования происходит на основе расчетов технико-экономических показателей возможных вариантов состава генерирующего оборудования мини-ТЭЦ.

Таблица 2 – Технические характеристики генерирующих газопоршневых установок

Характеристики	ДГ98М-10500	Cummins C2000N5C
Номинальная электрическая мощность ГПА, кВт		
Номинальное напряжение, В		
Номинальный коэффициент мощности		
Номинальная тепловая мощность, кВт		
Номинальная частота, Гц		
Ресурс двигателя до капремонта, ч		
Расход природного газа, м ³ /ч		
Расход масла на угар, г/кВт·ч		
Стоимость, тыс.руб		

Для выполнения данного расчета следует найти в соответствии с местоположением населенного пункта и учитывать в расчете следующие тарифы и цены на энергоресурсы в регионе (с учетом НДС), например:

- тепловая энергия – 1353 руб./Гкал;
- электроэнергия – 3,08 руб./кВт·ч;
- природный газ, C_r – 4,641 руб./м³;
- моторное масло, C_m C_{m2} – 243,8 руб./литр.

Также в расчете технико-экономических показателей оцениваются такие важные параметры как эксплуатационные расходы на обслуживание ГПА, которые включают в себя: затраты на топливо, масло, техническое обслуживание и текущий ремонт установок.

Годовое потребление газа можно вычислить по формуле (1).

$$G_{T_2} = \frac{n \cdot G_m \cdot \tau}{1000}, \text{ тыс. м}^3 / \text{год}, \quad (1)$$

где G_T – расход газа м³/ч;

τ – максимальное годовое число часов работы установки;

n – количество агрегатов одного производителя.

Расход топлива мини-ТЭЦ распределяется на расход топлива для производства тепловой и электрической энергии.

Часовой расход топлива на производство электрической и тепловой энергии можно определить по формулам (2) и (3).

– электрической:

$$G_{\mathcal{E}} = \frac{G_m \cdot 1,15}{1 + \frac{b_{mk} \cdot Q_m}{G_m \cdot 1,15}} n, \text{ т у. м} / \text{ч}; \quad (2)$$

– тепловой:

$$G_{T\mathcal{E}} = b_{mk} \cdot Q_m \cdot n, \text{ т у. м} / \text{ч}, \quad (3)$$

где b_{mk} – удельный расход топлива по альтернативной котельной, принимаем котельной 5,5 Гкал/ч равной 110 кг/Гкал (0,11 т/Гкал);

Q_T – тепловая мощность одного агрегата, Гкал, 1,15 – переводной коэффициент м³/час природного газа в у.т.

Удельный расход электроэнергии, отпущенной с шин в сеть, определяется по формуле (4).

$$b_{\mathcal{E}} = \frac{G_{\mathcal{E}}}{\mathcal{E} \cdot n - \mathcal{E}^{ch}} \cdot 10^3, \text{ кг у. м.} / \text{кВт} \cdot \text{ч}, \quad (4)$$

где \mathcal{E} – количество энергии, вырабатываемой 1 агрегатом мини-ТЭЦ, \mathcal{E}^{ch} – электроэнергия, необходимая на собственные нужды мини-ТЭЦ.

Удельный расход топлива на отпущенную тепловую энергию (5):

$$b_{T\mathcal{E}} = \frac{G_{T\mathcal{E}}}{n \cdot Q_m} \cdot 10^3, \text{ кг у. м.} / \text{Гкал}; \quad (5)$$

Годовые затраты на газ (6):

$$C_{газ} = G_{T_2} \cdot Ц_2, \text{ тыс.руб} / \text{год}; \quad (6)$$

Годовые затраты газа на производство электрической энергии (7):

$$C_э = \frac{G_э}{1,15} \cdot \tau \cdot Ц_2, \text{ тыс.руб} / \text{год}; \quad (7)$$

Годовые затраты газа на производство тепловой энергии (8):

$$C_{TЭ} = \frac{b_{TЭ}}{1000 \cdot 1,15} \cdot Q_2 \cdot Ц_2, \text{ тыс.руб} / \text{год}, \quad (8)$$

где Q_T – годовая выработка тепловой энергии, Гкал.

Годовой расход масла определяется по формуле (9).

$$G_{M_2} = \frac{G_M \cdot W_э}{1000} \cdot 1,091, \text{ литр} / \text{год}, \quad (9)$$

где W_T – годовая выработка электрической энергии, кВт·ч.

Годовые затраты на замену масла (10):

$$C_M = \frac{G_{M_2} \cdot Ц_M}{1000}, \text{ тыс.руб} / \text{год}. \quad (10)$$

Следующим важным экономическим показателем является себестоимость производимой продукции: тепловой и электрической энергии. Этот показатель характеризует качественный уровень работы котельной и эффективное использование ресурсов. Именно затраты на топливо и масло оказывают большое влияние на себестоимость тепла и электроэнергии.

Себестоимость электрической энергии определяется по формуле (11).

$$C_э = \frac{C_э + C_M}{W_э}, \text{ руб.} / \text{кВт} \cdot \text{ч}; \quad (11)$$

Себестоимость тепловой энергии рассчитывается по формуле (12).

$$C_{TЭ} = \frac{C_{TЭ} + C_M}{Q_2}, \text{ руб.} / \text{Гкал}. \quad (12)$$

Главным техническим показателем генерирующего оборудования является полная эффективность когенерационной установки, которая определяется по формуле (13).

$$\eta = \frac{(\mathcal{E} + Q_m)}{Q_n^p \cdot \frac{G_m}{3600}} \cdot 100\%, \quad (13)$$

где $Q_n^p = 33500$ кДж / кг – удельная низшая теплота сгорания топлива.

Результаты расчетов технико-экономических показателей для комплекса установок «РУМО» и «Cummins» необходимо свести в таблицу 3.

Эффективность когенерационных энергоустановок определяется экономичностью первичного двигателя и системы утилизации тепла. Полная эффективность когенерационной энергоустановки определяется коэффициентом использования топлива по формуле (14).

$$\eta_{ИТ} = \frac{N_{эл} + Q_{\mathcal{E}}}{Q_n^p \cdot B_{топл}}, \quad (14)$$

где $N_{эл}$ – электрическая мощность когенерационной установки, кВт;

$Q_{\mathcal{E}}$ – тепловая мощность когенерационной установки, кВт;

$Q_{нр}$ – удельная низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг;

$B_{топл}$ – расход топлива, кг/с.

Рассчитанные показатели сводятся в таблицу 3.

Эффективность первичного двигателя для ГТУ и ГПА характеризуется эффективным КПД двигателя (15):

$$\eta_{ЭФ} = \frac{N_{мех}}{Q_n^p \cdot B_{топл}}, \quad (15)$$

где $N_{мех}$ – механическая мощность, развиваемая на валу двигателя, кВт.

Таблица 3 – Техничко-экономические показатели ГПА в качестве основного оборудования мини-ТЭЦ

Техничко-экономические показатели	Ед. изм.	6 ГПУ ДГ98М-10500	3 ГПУ Cummins C2000N5C
1	2	3	4
Установленная мощность:			
электрическая	кВт		
тепловая	кВт		
	Гкал/ч		
Количество часов работы в год	ч		
Выработка электрической энергии	тыс. кВт·ч		
Выработка тепловой энергии	Гкал		
Техничко-экономические показатели	Ед. изм.	6 ГПУ ДГ98М-10500	3 ГПУ Cummins C2000N5C
Расход топлива на производство электроэнергии	т у.т		
Расход топлива	тыс. м ³ /год		
Расход топлива на производство тепловой энергии	т у.т.		
Удельный расход топлива на отпущенную:			
электроэнергию	кг у.т/кВт·ч		
тепловую энергию	кг у.т/Гкал		
Общие затраты на топливо	тыс.руб/год		
Затраты топлива на производство электрической энергии	тыс.руб/год		
Затраты топлива на производство тепловой энергии	тыс.руб/год		

1	2	3	4
Расход масла на угар	литр/год		
Затраты на масло	тыс.руб/год		
Себестоимость:			
электроэнергии	руб./кВт·ч		
тепловой энергии	руб./Гкал		
Капитальные затраты	тыс.руб		
Эффективность когенерационной установки	%		

На основании таблицы 3 необходимо сделать выбор марки ГПА и количества установок в качестве основного замещающего оборудования для существующей водогрейной котельной. По результатам расчета и формирования состава основного оборудования мини-ТЭЦ формулируется вывод на основе сравнения вариантов по следующим критериям:

- 1) величина затрат на топливо и масло в годовом исчислении;
- 2) рассчитанная себестоимость тепловой энергии и сравнение ее с имеющимся тарифом для населения в регионе, в котором расположен населенный пункт;
- 3) капитальные затраты и срок окупаемости приобретаемого основного оборудования в зависимости от марки ГПА;
- 4) величина затрат на ремонт и техническое обслуживание ГПА;
- 5) эффективность когенерационной установки на основе различных марок ГПА.

4 РАСЧЁТ СИСТЕМЫ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ

Основным элементом технологии когенерации, применяемой на мини-ТЭЦ, является система утилизации тепловой энергии (СУТ). Именно СУТ каждого агрегата газопоршневой электростанции отбирает тепловую энергию, производимую газовым двигателем внутреннего сгорания, и подает ее потребителю с помощью вспомогательного оборудования: котлов-утилизаторов, теплообменников, сетевых насосов.

Для обеспечения потребителя тепловой энергией в газопоршневых электростанциях происходит отбор тепла от выхлопных газов двигателя внутреннего сгорания и контура рубашки жидкостного охлаждения двигателя. Подбор вспомогательного оборудования происходит на основе тепловых мощностей, отводимых от двигателя.

4.1 Тепловой расчет ГПА

Для анализа системы утилизации тепла газопоршневой электростанции требуется составить тепловой баланс газового двигателя. Подробные технические характеристики газового двигателя сводятся в таблицу 4.

Расчет теплового баланса двигателя произведем по методике [5]. Уравнение теплового баланса газового двигателя имеет вид:

$$Q_o = Q_e + Q_z + Q_{охл} + Q_{ост},$$

где Q_o – общее количество теплоты, введенное в двигатель, Дж/с;

Q_e – теплота, эквивалентная эффективной работе, Дж/с;

Q_z – теплота, уносимая из двигателя с отработавшими газами, Дж/с;

$Q_{охл}$ – теплота, уносимая от двигателя охлаждающей жидкостью, Дж/с;

$Q_{ост}$ – остаточные потери теплового баланса, Дж/с.

Таблица 4 – Технические характеристики газового газопоршневого агрегата

Характеристика	Значение
Номинальная мощность, N_e	
Частота вращения вала двигателя, n	
Число тактов	
Количество цилиндров, i	
Расположение цилиндров	
Диаметр цилиндра, D	
Рабочий объем	
Степень сжатия, ε	
Тип топлива	
Удельная теплота сгорания, H_u	
Коэффициент избытка воздуха, α	
Расход топлива, G_T	
Температура выхлопных газов, t_f	
Температура отработанных газов, $t_{\text{вых}}$	
Температура окружающей среды, t_0	
Тип системы охлаждения	
Объем системы охлаждения	
Объем системы смазки	
Расход масла на угар от объема потребляемого топлива	

Общее количество теплоты Q_o , выделяемое при сжигании топлива определяется по формуле (16).

$$Q_o = \frac{G_m \cdot H_u}{3,6}. \quad (16)$$

Теплота, эквивалентная эффективной работе определяется по формуле (17).

$$Q_e = N_e \cdot 1000. \quad (17)$$

Теплота, уносимая из двигателя с отработавшими газами, определяется по формуле (18).

$$Q_2 = \frac{G_m}{3,6 \cdot 22,4} \left[M_2 \left\{ (mc_v^r)_{t_0}^r + 8,315 \right\} \cdot t_r - M_1 \left\{ (mc_v^r)_{t_0}^0 + 8,315 \right\} \cdot t_0 \right], \quad (18)$$

где M_1 – количество горючей смеси, м³;

M_2 – общее количество продуктов полного сгорания газового топлива, м³.

Для расчета данных характеристик необходимо провести расчет горючей смеси.

Теоретически необходимое количество воздуха, необходимое для сгорания топлива L_0 , определяется по формуле (19).

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \sum \left[\left(n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2} \right) C_n \cdot H_m \cdot O_r \right], \text{ м}^3_{\text{возд.}} / \text{м}^3_{\text{топл.}}. \quad (19)$$

Действительное количество воздуха (20):

$$L = L_0 \cdot \alpha, \text{ м}^3_{\text{возд.}} / \text{м}^3_{\text{топл.}}. \quad (20)$$

Количество горючей смеси определяется по формуле (21).

$$M_1 = L_0 \cdot \alpha + 1, \text{ м}^3_{\text{гор.см.}} / \text{м}^3_{\text{топл.}}. \quad (21)$$

Общее количество продуктов полного сгорания определяется по формуле (22).

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ м}^3_{\text{прод.сгор.}} / \text{м}^3_{\text{топл.}}, \quad (22)$$

где $M_{CO_2} = \sum n \cdot C_n \cdot H_m \cdot O_r$;

$$M_{H_2O} = \sum \frac{m}{2} \cdot C_n \cdot H_m \cdot O_r;$$

$$M_{O_2} = 0,208(\alpha - 1)L_0;$$

$$M_{N_2} = 0,792 \cdot \alpha \cdot L_0.$$

Изменение количества рабочего тела при сгорании ΔM определяется по формуле (23).

$$\Delta M = M_2 - M_1, \text{ м}^3_{\text{раб.тела}} / \text{м}^3_{\text{топл.}}. \quad (23)$$

Далее следует провести расчет средней теплоемкости остаточных газов в конце сжатия $(mc_v^n)_{t_0}^{t_r}$ и средней теплоемкости свежей смеси в конце сжатия $(mc_v^n)_{t_0}^{t_0}$ по формулам (24) и (25).

$$(mc_v^n)_{t_0}^{t_r} = 19,191635 + 0,003556 \cdot t_r + 3,225 \cdot \alpha, \text{ кДж} / \text{кмоль} \cdot ^\circ\text{C}; \quad (24)$$

$$(mc_v^n)_{t_0}^{t_0} = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot t_r, \text{ кДж} / \text{кмоль} \cdot ^\circ\text{C}. \quad (25)$$

Вычислив необходимые параметры горючей смеси и остаточных газов, найдем теплоту, уносимую из двигателя с отработавшими газами по формуле (18).

Теплота, отводимая от двигателя охлаждающей жидкостью, определяется по формуле (26).

$$Q_{охл} = \frac{c \cdot i (0,1 \cdot D)^{(1+2m)} n^m}{\alpha}, \quad (26)$$

где c – коэффициент пропорциональности, $c=0,45 \dots 0,53$;

m – показатель степени, $m=0,6 \dots 0,7$.

Принимаем $c = 0,52$, $m = 0,67$.

Остаточные потери теплового баланса подразумевают под собой потери тепла, отводимые от двигателя смазочным маслом и лучеиспусканием с поверхности двигателя (27).

$$Q_{ост} = Q_0 - (Q_e + Q_c + Q_{охл}). \quad (27)$$

Определим составляющие теплового баланса в процентном соотношении от всего количества тепла, введенного в двигатель, по следующим формулам (28) – (31).

$$q_e = \frac{Q_e}{Q_0} 100\%; \quad (28)$$

$$q_c = \frac{Q_c}{Q_0} 100\%; \quad (29)$$

$$q_{охл} = \frac{Q_{охл}}{Q_0} 100\%; \quad (30)$$

$$q_{осм} = \frac{Q_{осм}}{Q_0} 100\%. \quad (31)$$

Как правило, для современных газовых двигателей теплота, отводимая при охлаждении двигателя смазочным маслом, составляет 2...4 % от общего количества тепла, введенного в двигатель Q_0 :

$$Q_M = \frac{Q_0}{100} \cdot 3\%.$$

Потери рассеивания тепла излучением корпуса двигателя вычисляются по формуле (32).

$$Q_{изл} = Q_{осм} - Q_M. \quad (32)$$

И в процентном соотношении составляют:

$$q_{изл} = \frac{Q_{изл}}{Q_0} 100\%.$$

Значения составляющих теплового баланса двигателя необходимо свести в таблицу 5.

Таблица 5 – Составляющие теплового баланса ГПА

Вид тепловой мощности	Обозначение	Величина, кВт	Доля от общего количества тепла Q_0 , %
1	2	3	4
Теплота, эквивалентная эффективной работе	Q_e		
Теплота выхлопных газов	Q_e		
Теплота охлаждения жидкостью	$Q_{охл}$		
Теплота охлаждения смазочным маслом	Q_M		
Теплота потерь излучением	$Q_{изл}$		

4.2 Система контура утилизации теплоты ГПА

На основании мощностей, полученных из составления теплового баланса двигателя, можно определить максимальную тепловую мощность в системе утилизации теплоты (СУТ) газопоршневого агрегата. Теплота, отбираемая от двух контуров охлаждения двигателя и выхлопных газов, определяется по формуле (33).

$$Q_{СУТ} = Q_2 + Q_{охл}, \text{ кВт} . \quad (33)$$

Рассмотрим контур утилизации тепла от газопоршневого двигателя (рисунок 3). В качестве вспомогательного оборудования для передачи теплоты от одного контура к другому использованы пластинчатые теплообменники и котел-утилизатор выхлопных газов.

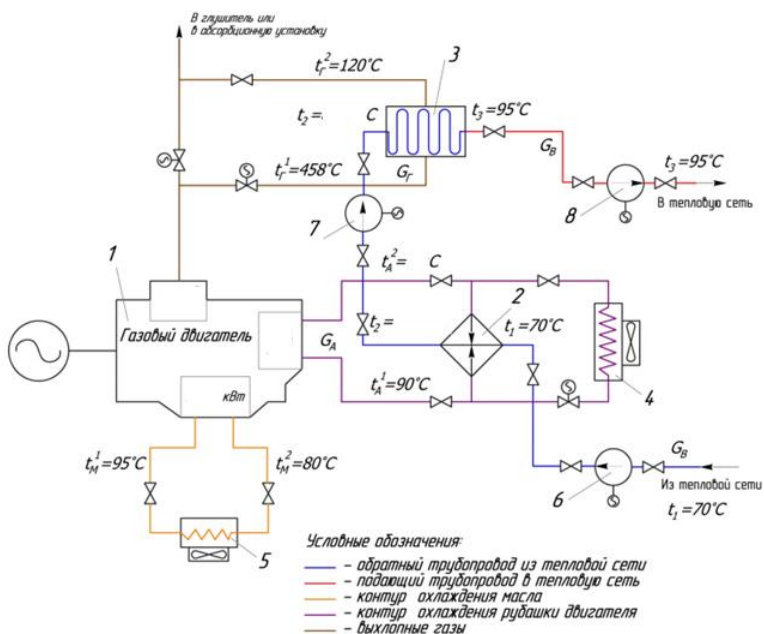


Рисунок 3 – Схема контура СУТ ГПА:

- 1 – газопоршневый двигатель, 2 – пластинчатый теплообменник вода-антифриз, 3 – котел-утилизатор выхлопных газов; 4 – воздушный радиатор антифриза; 5 – масляный воздушный радиатор; 6, 7, 8 – сетевые насосы

Первым этапом отбора теплоты служит отвод тепла от контура рубашки охлаждения двигателя. Сетевая вода по обратному трубопроводу из тепловой сети с температурой t_1 , согласно температурному графику с помощью сетевого насоса 6 поступает в пластинчатый теплообменник 2, в котором нагревающим теплоносителем служит 54% раствор этиленгликолевого антифриза, а нагреваемым теплоносителем – сетевая вода.

Следующим этапом подогретая сетевая вода с температурой t_2 отбирает тепловую энергию от выхлопных газов в водогрейном котле-утилизаторе (КУ). Горячим теплоносителем в данном котле является смесь отработанных газов с температурой выхода t_2^1 . Трубопровод отходящих газов имеет две линии: основную и обходную. Выхлопные газы, следующие по основной линии, поступают в котел-утилизатор 3, где отдают свою тепловую энергию сетевой воде, нагревая ее до температуры t_3 , соответствующей температурному графику как температура подающего трубопровода тепловой сети. Температура уходящих после котла-утилизатора газов составляет $t_2^2 = 110...120^0C$.

При отсутствии необходимости использования всей тепловой энергии выхлопных газов, отработанные газы идут по обходному трубопроводу к глушителю, для выброса в атмосферу через дымовую трубу. Распределение потока выхлопных газов происходит с помощью клапана с электроприводом.

Если предполагается использование технологии тригенерации, т.е. производства холода в летний период за счет тепла выхлопа, то отработанные газы могут направляться не к дымоходу, а к абсорбционной установке.

Для создания комфортных условий работы двигателя в различных ситуациях, например, когда полностью отсутствует отбор тепловой энергии сетевой водой, устанавливается радиатор охлаждения контура антифриза. Регулировка подачи охлаждаемых

теплоносителей в тот или иной трубопровод осуществляется с помощью датчиков температуры теплоносителя и клапанов с электроприводом.

Определяют температурные напоры теплоносителей контуров системы утилизации газопоршневой установки, работающей на номинальном режиме.

Уравнение теплового баланса системы утилизации имеет вид:

$$Q_{CVT} = Q_2 + Q_{охл}, \text{кВт.}$$

Значения составляющих, входящих в уравнение теплового баланса системы утилизации, определяются по формуле (34).

$$Q_2 = G_г \cdot c_p^г \cdot \Delta t_г, \text{кВт}, \quad (34)$$

где $G_г$ – расход выхлопных газов, кг/с,

$c_p^г$ – удельная теплоемкость выхлопных газов при средней температуре газа, кДж/кг·К;

$\Delta t_г = (t_г^1 - t_г^2)$ – перепад температуры выхлопных газов.

$$Q_{охл} = G_a \cdot c_p^a \cdot \Delta t_a, \text{кВт},$$

где G_a – расход охлаждающего антифриза;

c_p^a – удельная теплоемкость 54% раствора этиленгликоля, кДж/кг·К;

$\Delta t_a = (t_a^1 - t_a^2)$ – перепад температуры антифриза.

Температура антифриза, являющаяся комфортной для работы двигателя без перегрева, варьируется в диапазоне 75...90°C. Поэтому примем температуру антифриза на входе в теплообменник $t_a^1 = 90^0\text{C}$, t_a^2 – на выходе из теплообменника находится из уравнения теплового баланса.

Задается по техническим характеристикам ГПА температура выхлопных газов из двигателя из диапазона $t_г^1 = 420...460^0\text{C}$. Температура уходящих газов на выходе из котла-утилизатора

$t_2^2 = 100...120^0C$ принимается исходя из КПД теплообменника-утилизатора дымовых газов $\epsilon = 0,8...0,9$.

Определяют температурные перепады для сетевой воды при прохождении всех тепловых контуров СУТ.

Общая теплота системы утилизации определяется по формуле (35).

$$Q_{СУТ} = G_в \cdot c_p^e \cdot \Delta t_e, \text{ кВт}, \quad (35)$$

где $G_в$ – расход сетевой воды, кг/с;

c_p^e – удельная теплоемкость воды при средней температуре воды t_{cp}^e ;

$\Delta t_e = (t_3 - t_1), ^\circ C$ – перепад температуры сетевой воды.

Перепад сетевой воды Δt_e системы утилизации тепла определяется согласно температурному графику работы мини-ГЭЦ. Например, если график подачи 95/70, тогда $t_1 = 70^\circ C$ – температура воды, приходящей из тепловой сети, при максимальной нагрузке, $t_3 = 95^\circ C$ – температура воды, подаваемой в тепловую сеть, при максимальной нагрузке (рисунок 3). Таким образом, температурный перепад в КУ составляет:

$$\Delta t_e = (t_3 - t_1) ^\circ C .$$

Средняя температура сетевой воды в системе утилизации:

$$t_{cp}^e = \frac{t_1 + t_3}{2} .$$

По температурному перепаду Δt_e и общей тепловой мощности $Q_{СУТ}$, находят расход сетевой воды по формуле (36).

$$G_в = \frac{Q_{СУТ}}{c_p^e \cdot \Delta t_e}, \text{ кг / с}. \quad (36)$$

Определяют расчетное значение расхода сетевой воды, перепады температуры и абсолютные значения температуры сетевой воды на каждом теплообменнике и в котле-утилизаторе:

$\Delta t_6^y = (t_2 - t_1)$ – перепад температуры в теплообменнике антифриз-вода;

$\Delta t_2^y = (t_3 - t_2)$ – перепад температуры в котле-утилизаторе.

Количество теплоты, отданное горячими теплоносителями, можно выразить как:

$$Q_{oxl} = G_6 \cdot c_p^6 \cdot \Delta t_6^y, \text{кВт};$$

$$Q_2 = G_6 \cdot c_p^6 \cdot \Delta t_2^y, \text{кВт}.$$

Отсюда находим перепады температур сетевой воды и их абсолютные величины:

$$\Delta t_6^y = \frac{Q_{oxl}}{G_6 \cdot c_p^6};$$

$$t_2 = t_1 + \Delta t_6^y;$$

$$\Delta t_2^y = \frac{Q_2}{G_6 \cdot c_p^6};$$

$$t_4 = t_3 + \Delta t_2^y.$$

Значение температуры t_3 должно совпадать с принятым значением согласно температурному графику, это определяет правильность расчетов перепадов температур.

4.3 Расчет пластинчатого теплообменника системы утилизации контура охлаждения ГПУ

Пластинчатый теплообменник – это устройство, предназначенное для передачи тепловой энергии от горячего теплоносителя к холодному через гофрированные металлические пластины, которые стянуты в пакеты. Собранные в единый пакет пластины теплообменника образуют каналы, по которым движется холодный или горячий теплоноситель. Для каждого теплоносителя рассчитывается определенное число пакетов (рисунок 4).

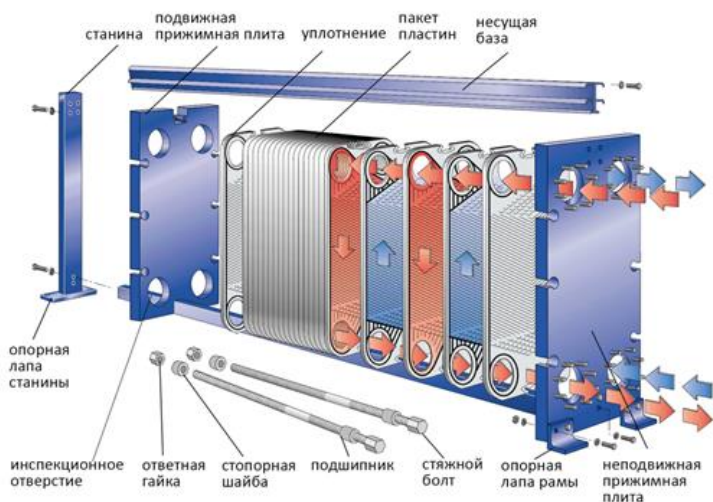


Рисунок 4 – Конструкция пластинчатого теплообменника

Выбор данного типа теплообменника для установки в СУТ газопоршневой электростанции обоснован простотой изготовления и ремонта, высоким коэффициентом теплопередачи, низкими тепловыми потерями и потерями давления, а также его эффективной компоновкой теплообменной поверхности, и как следствие, небольшими габаритными размерами.

Проведем расчет пластинчатого теплообменника, устанавливаемого в контуре антифриз-вода СУТ [6].

Целью данного расчета является подбор пластинчатого теплообменника в соответствии с ГОСТ 15518-87 [7], определение его габаритных размеров и гидравлических потерь, возникающих в нем.

Теплофизические свойства теплоносителей задаются по средненирифметической температуре.

Среднеарифметический температурный напор между теплоносителями Δt_{cp} при противоточной схеме движения вычисляется по формуле (37).

$$\Delta t_{cp} = \frac{(t_a^{ex} - t_e^{bix}) - (t_a^{bix} - t_e^{ex})}{\ln \frac{(t_a^{ex} - t_e^{bix})}{(t_a^{bix} - t_e^{ex})}}. \quad (37)$$

Массовый расход теплоносителей – по формулам (38)–(39).

$$G_e = \frac{Q_{a-e}}{c_p^e \cdot (t_e^{bix} - t_e^{ex})}; \quad (38)$$

$$G_a = \frac{Q_{a-e}}{c_p^a \cdot (t_a^{bix} - t_a^{ex})}. \quad (39)$$

Объемный расход теплоносителей вычисляется по формулам (40) – (41).

$$V_e = \frac{G_e}{\rho_e}; \quad (40)$$

$$V_a = \frac{G_a}{\rho_a}. \quad (41)$$

Предварительный расчет поверхности теплообмена вычисляется по формуле (42).

$$F = \frac{Q_{a-e}}{K_{op} \cdot \Delta t_{cp}}, \quad (42)$$

где F – площадь теплопередающей поверхности, m^2 ;

Q_{a-e} – тепловой поток в теплообменнике, Вт;

K_{op} – ориентировочное значение коэффициента теплопередачи для пластинчатого теплообменника, с учетом высокой эффективности пластинчатых теплообменников принимаем $K_{op} = 1000$ Вт/ $m^2 \cdot K$;

Δt_{cp} – средний температурный напор теплоносителей.

В соответствии с ГОСТ 15518-87, принимается тип разборного пластинчатого теплообменника и выписываются параметры:

площадь поверхности теплообмена;

площадь пластины $f_{пл}$;

количество пластин n ;

эквивалентный диаметр канала d_3 ;

площадь сечения канала f_k .

Количество каналов для антифриза и воды:

$$m_e = \frac{n}{2}; m_a = \frac{n}{2} + 1.$$

Принимается количество пакетов для антифриза и воды, согласно условию:

$$z \leq 0,01 \cdot (\Delta p_{доп} \cdot f_k^2 \cdot n^2 / V^2)^{\frac{1}{3}},$$

где z – количество пакетов для одного из теплоносителей;

$\Delta p_{доп}$ – допускаемое сопротивление теплообменника по соответствующим потокам, примем для обоих потоков $\Delta p_{доп} = 55$ кПа;

V – объемный расход соответствующего потока, м³/с.

Проводится уточненный тепловой расчет коэффициента теплопередачи и площади теплообмена. Скорости движения теплоносителей в каналах теплообменника вычисляется по формулам (43)–(44).

$$\omega_e = \frac{V_e \cdot z_e}{m_e \cdot f_k}; \quad (43)$$

$$\omega_a = \frac{V_a \cdot z_a}{m_a \cdot f_k}. \quad (44)$$

Критерии Рейнольдса для теплоносителей:

$$Re_e = \frac{\omega_e \cdot d_3 \cdot \rho_e}{\mu_e}; Re_a = \frac{\omega_a \cdot d_3 \cdot \rho_a}{\mu_a}.$$

Исходя из полученных значений критериев Рейнольдса определим критерии Нуссельта по соответствующим уравнениям:

Для воды: $Nu = 0,135 \cdot Re^{0,73} \cdot Pr^{0,43}$;

Для антифриза: $Nu = 1,4 \cdot Re^{0,4} \cdot Pr^{0,48}$.

Коэффициенты теплоотдачи для воды и антифриза определяются по формуле (45).

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_3}. \quad (45)$$

Рассчитаем уточненный коэффициент теплопередачи по формуле (46).

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a} + r_{3.B} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + r_{3.A} + \frac{1}{\alpha_a}} \frac{Bm}{m^2} \cdot K \quad (46)$$

где $r_{3.B} = 2 \cdot 10^{-4}$, $r_{3.A} = 2 \cdot 10^{-4}$ – термические сопротивления загрязнений со стороны теплоносителей, Вт/м²·К;

$\delta_{cm} = 0,001 м$ – толщина пластины;

$\lambda_{cm} = 75 \text{ Вт} / \text{ м}^2 \cdot \text{ К}$ – коэффициент теплопроводности конструкционной стали.

Определяется уточненная поверхность теплообмена, используя уточненный коэффициент теплопередачи по формуле (47).

$$F = \frac{Q_{a-6}}{K \cdot \Delta t_{cp}}. \quad (47)$$

4.3.1 Гидравлический расчет теплообменника

Гидравлический расчет теплообменника проводится с целью определения гидравлических потерь и проверки достаточности допускаемого сопротивления теплообменника $\Delta p_{дон} = 55 \text{ кПа}$ потокам теплоносителей при принятой компоновке теплообменника.

Гидравлические сопротивления теплообменника по потоку любого теплоносителя определяются по формуле (48).

$$\Delta P = z \cdot \lambda_{mp} \frac{l_k}{d_3} \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2}, \text{ Па}, \quad (48)$$

где $l_k = 0,893 \text{ м}^2$ – приведенная длина канала;

$d_3 = 0,0074 \text{ м}$ – эквивалентный диаметр канала;

ω – скорость соответствующего теплоносителя, м/с;

z – количество пакетов для одного теплоносителя;

λ_{mp} – приведенный коэффициент сопротивления.

Приведенный коэффициент сопротивлений для турбулентного режима течения определяется по формуле (49).

$$\lambda_{mp} = \frac{15}{Re^{0,25}}. \quad (49)$$

Данный коэффициент учитывает трение теплоносителя о поверхности пластин, сужение потока в присоединенных штуцерах, а также изменение направления потока жидкости.

Оцениваются сопротивления, возникающие в штуцерах. Для этого определяют скорости потоков в штуцерах, по формуле (50).

$$w_{ш} = \frac{4 \cdot G}{\pi \cdot \rho \cdot d_{ш}^2}, \text{ м/с}, \quad (50)$$

где $d_{ш}$ – диаметр штуцеров для выбранного теплообменника.

Если скорости в штуцерах $w_{ш} < 2,5 \text{ м/с}$, гидравлическими потерями в штуцерах можно пренебречь.

Проверяется условие достаточности допускаемого сопротивления теплообменника потокам: $\Delta P < \Delta P_{дон}$.

Выполнение условия означает, что располагаемого давления достаточно для преодоления сопротивления по потоку теплоносителя в принятом теплообменнике.

Таким образом, на основании произведенных расчетов, выбирается промышленный теплообменник, например, марки Ридан. Технические характеристики сводятся в таблицу 6.

Таблица 6 – Пример технических характеристик пластинчатого теплообменника
 Ридан НН №65 ДУ 200-16

Рабочая температура	-30°С до +200°С
Присоединение	Фланцевое, ДУ 200 мм
Площадь одной пластины	0,68 м ²
Количество пластин	236
Материал пластин	AISI 304, AISI 316, SMO 254, Titan
Теплоноситель	вода, этиленгликоль
Расчетное давление	1,6 МПа
Габаритные размеры	2225 x 1797 x 770 мм

5 ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВОДОГРЕЙНОГО КОТЛА-УТИЛИЗАТОРА

Водогрейные котлы-утилизаторы предназначены для утилизации тепловой энергии отработавших газов газотурбинных и газопоршневых двигателей, входящих в состав мини-ТЭЦ.

Данные агрегаты представляют собой теплообменные аппараты горизонтального расположения, в которые помещаются оребренные теплообменные трубки. Выхлопные газы двигателя, попадая в котел-утилизатор, движутся по межтрубному пространству и отдают свою тепловую энергию жидкому теплоносителю, циркулирующему по теплообменным трубкам. Как правило, жидким теплоносителем является вода, идущая в систему отопления или ГВС. Температура газов на входе в котел-утилизатор может достигать 600°C , а на выходе из котла-утилизатора 120°C .

Для каждого теплового модуля утилизации тепла когенерационной установки проектируется и создается индивидуальный водогрейный котел-утилизатор, удовлетворяющий параметрам системы.

Проведем конструктивный расчет водогрейного котла-утилизатора для создаваемой системы утилизации тепла на мини-ТЭЦ, с целью определения основных габаритных размеров и гидравлических потерь сетевой воды.

Котел-утилизатор рассчитывается как рекуперативный теплообменник, конструкция которого представляет набор трубок-змеевиков, установленных в цилиндрический кожух.

На основании известных параметров теплоносителей, поступающих в котел-утилизатор, а также тепловой энергии, идущей от выхлопных газов, можно найти расходы и средние температуры теплоносителей, а также средний температурный напор. Исходные данные для расчетов приведены в таблице 7.

Таблица 7 – Исходные данные теплоносителей вода и выхлопные газы

Тепло-носитель	Температура на входе, t_i^{6x} , °C	Температура на выходе, t_i^{6yx} , °C	Тепловая нагрузка Q_{2-6} , кВт
Газы	458	120	1107,37
Вода	81,96	95	

Средняя по котлу-утилизатору температура воды определяется как:

$$t_{cp\text{ в}} = \frac{t_6^{6x} + t_6^{6yx}}{2} = \frac{81,96 + 95}{2} = 88,48^\circ\text{C}.$$

Средняя по котлу-утилизатору температура газов определяется по формуле:

$$t_{cp\text{ г}} = \Delta t_{cp} + \Delta t_{cp\text{ в}},$$

где Δt_{cp} – среднелогарифмический температурный напор, определяемый для противоточной схемы движения теплоносителей:

$$\Delta t_{cp} = \frac{(t_{\Gamma}^{Bx} - t_{\text{В}}^{Byx}) - (t_{\Gamma}^{Byx} - t_{\text{В}}^{Bx})}{\ln \frac{(t_{\Gamma}^{Bx} - t_{\text{В}}^{Byx})}{(t_{\Gamma}^{Byx} - t_{\text{В}}^{Bx})}};$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{(458 - 95) - (120 - 81,96)}{\ln \frac{(458 - 95)}{(120 - 81,96)}} = 144,058.$$

Тогда средняя температура газов равна:

$$t_{cp\text{ г}} = \Delta t_{cp} + t_{cp\text{ в}} = 146,058 + 88,48 = 234,54^\circ\text{C}.$$

Исходя из найденных средних температур теплоносителей определяются основные теплофизические свойства, представленные в таблице 8.

Определим массовый расход теплоносителей:

$$G_{\text{В}} = \frac{Q_{\Gamma-\text{В}}}{c_{\text{В}}^{\text{В}} \cdot (t_{\text{В}}^{\text{Byx}} - t_{\text{В}}^{\text{Bx}})} = \frac{1107,37}{4,208 \cdot (95 - 81,96)} = 20,18 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

$$G_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma-\text{В}}}{c_{\Gamma}^{\Gamma} \cdot (t_{\Gamma}^{\text{Byx}} - t_{\Gamma}^{\text{Bx}})} = \frac{1107,37}{1,1055 \cdot (458 - 120)} = 2,96 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Таблица 8 – Теплофизические свойства теплоносителей

Параметр	Дымовые газы	Вода
$t, ^\circ\text{C}$	234,54	88,48
$\rho, \text{кг/м}^3$	0,7035	965,3
$c_p, \text{кДж/кг} \cdot \text{К}$	1,1055	4,208
$\lambda, \text{Вт/м} \cdot \text{К}$	0,0429	0,68
$\mu \cdot 10^{-6}, \text{Н/м} \cdot \text{с}$	25,758	314,9
$\vartheta \cdot 10^{-6}, \text{м}^2/\text{с}$	37,22	0,326
Pr	0,6632	1,95

Определим объемный расход теплоносителей:

$$V_B = \frac{G_B}{\rho_B} = \frac{20,18}{965,3} = 0,0209 \frac{\text{м}^3}{\text{с}};$$

$$V_G = \frac{G_G}{\rho_G} = \frac{2,96}{0,7035} = 4,2075 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$$

Из основного уравнения теплопередачи найдем ориентировочную площадь поверхности теплообмена F_{opt} , необходимую для передачи тепловой энергии.

$$F_0 = \frac{Q_{Г-В}}{\Delta t_{cp} \cdot K_{opt}}, \text{м}^2,$$

где $K_{opt} = 60 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ – ориентировочное значение коэффициента теплопередачи от газа к жидкости.

Таким образом, оптимальная площадь поверхности теплообмена котла-утилизатора:

$$F_0 = \frac{Q_{Г-В}}{\Delta t_{cp} \cdot K_{opt}} = \frac{1107370}{144,058 \cdot 60} = 128,116 \text{ м}^2.$$

6 КОНСТРУКТОРСКИЙ РАСЧЕТ КОТЛА-УТИЛИЗАТОРА

Газоход аппарата имеет цилиндрическую форму, характеризующуюся диаметром D . Теплообменные трубки, расположенные внутри котла-утилизатора вертикально в виде змеевиков, образуют пакет прямоугольной формы. Вследствие этого, высота H и ширина B , образуемого пакета ограничена диаметром D газохода. Оребренные трубки характеризуются наружным диаметром d_n , толщиной труб $\delta_{тр}$, а также параметрами оребрения: высота ребер h_p , толщина δ_p и шаг между ними S_p . Внутренний разрез котла-утилизатора показан на рисунке 5.

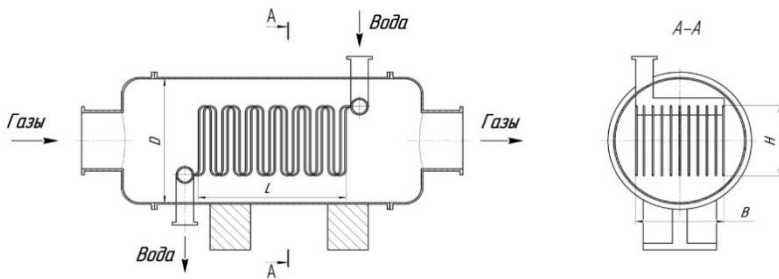


Рисунок 5 – Схема котла-утилизатора

Зададимся основными размерами котла-утилизатора.

Основные конструктивные размеры:

- диаметр газохода $D = 0,88$ м;
- высота пакета труб $H = 0,5$ м;
- ширина пакета труб $B = 0,6$ м;
- наружный диаметр труб $d_n = 0,025$ м;
- толщина стенок труб $\delta_{тр} = 0,002$ м;
- высота ребер $h_p = 0,014$ м;
- толщина ребер $\delta_p = 0,001$ м;
- шаг между ребрами $S_p = 0,002$ м;
- длина одной трубки $l = 0,5$ м.

Определим диаметр оребрения труб:

$$d_p = d_n + 2 \cdot h_p = 0,025 + 2 \cdot 0,014 = 0,053 \text{ м.}$$

Для эффективной компоновки и интенсификации теплообмена применяем шахматную компоновку труб (рисунок 6).

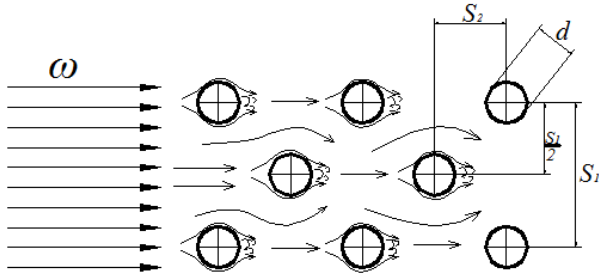


Рисунок 6 – Схема шахматной компоновки труб

Примем относительный поперечный шаг $\sigma_1 = \frac{S_1}{d_n} = 2,4$, относительный продольный шаг $\sigma_2 = \frac{S_2}{d_n} = 2,4$, создав тем самым симметричную компоновку.

Тогда продольный и поперечные шаги между труб равны:

$$S_1 = S_2 = \sigma \cdot d_n = 2,4 \cdot 0,025 = 0,06 \text{ м.}$$

Найдем количество труб в одном ряду пакета:

$$n_b = \frac{B}{S_1} - 1 = \frac{0,6}{0,06} - 1 = 9.$$

Из-за шахматной компоновки количество змеевиков в 2 раза больше количества труб в одном ряду:

$$z = 2 \cdot n_b = 18.$$

Для определения полного числа трубок, требуется найти площадь теплообмена одной трубы:

$$F_{\text{тр}} = F_{\text{пр}} + F_{\text{нр}},$$

где $F_{\text{пр}}$ – площадь поверхности ребер трубы, м^2 ;

$F_{\text{нр}}$ площадь поверхности неоребренной части трубы, м^2 .

Площадь поверхности ребер трубы определяется как:

$$F_{\text{пр}} = \frac{\pi}{2} \cdot (d_p^2 - d_n^2 + 2 \cdot d_p \cdot \delta_p) \cdot \frac{l}{S_p};$$

$$F_{\text{пр}} = \frac{\pi}{2} \cdot (0,053^2 - 0,025^2 + 2 \cdot 0,053 \cdot 0,001) \cdot \frac{0,5}{0,002} = 0,8988 \text{ м}^2.$$

Площадь неоребренной поверхности трубы находится по формуле:

$$\begin{aligned} F_{\text{нр}} &= \frac{\pi \cdot d_n}{2} \cdot l \cdot \left(1 - \frac{\delta_p}{S_p}\right) = \frac{\pi \cdot 0,025}{2} \cdot 0,5 \cdot \left(1 - \frac{0,001}{0,002}\right) \\ &= 0,0098 \text{ м}^2. \end{aligned}$$

Тогда отсюда полная площадь поверхности теплообмена одной трубки равна:

$$F_{\text{тр}} = F_{\text{пр}} + F_{\text{нр}} = 0,8988 + 0,0098 = 0,9086 \text{ м}^2.$$

Минимальное число труб, необходимых для полного теплообмена, можно определить из ориентировочной площади теплообмена:

$$n_{\text{min}} = \frac{F_o}{F_{\text{тр}}} = \frac{128,116}{0,9086} = 140,998 \approx 141.$$

Число рядов в газоходе можно определить по формуле:

$$n_L = \frac{n_{\text{min}}}{n_B} = \frac{141}{9} = 15,66 \approx 16.$$

Определим длину пакета трубок:

$$L = n_L \cdot S_2 = 16 \cdot 0,06 = 0,96 \text{ м}.$$

Таким образом, общее число трубок, находящихся в газоходе равно:

$$n = n_B \cdot n_L = 9 \cdot 16 = 144.$$

Вследствие шахматной компоновки, количество труб в одном змеевике:

$$z_T = \frac{n_L}{2} = \frac{16}{2} = 8.$$

Перейдем к определению коэффициента теплопередачи.

Найдем площадь живого сечения для прохождения выхлопных газов:

$$F_{\text{жс}} = \pi \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2 - l \cdot d_{\text{усл}} \cdot n_{\text{в}},$$

где $d_{\text{усл}}$ – условный диаметр, учитывающий оребрение труб при определении живого сечения, определяемый как:

$$d_{\text{усл}} = d_{\text{н}} + \frac{2 \cdot h_{\text{р}} \cdot \delta_{\text{р}}}{S_{\text{р}}} = 0,025 + \frac{2 \cdot 0,014 \cdot 0,001}{0,002} = 0,039 \text{ м.}$$

Тогда живое сечение равно:

$$F_{\text{жс}} = \pi \cdot \left(\frac{0,8}{2}\right)^2 - 0,5 \cdot 0,039 \cdot 9 = 0,4324 \text{ м}^2.$$

Зная живую площадь сечения для прохождения выхлопных газов, найдем скорость течения газов:

$$\omega_{\text{г}} = \frac{V_{\text{г}}}{F_{\text{жс}}} = \frac{4,2075}{0,4324} = 9,73 \text{ м/с.}$$

Определим скорость движения воды по трубкам:

$$\omega_{\text{в}} = \frac{4 \cdot V_{\text{в}}}{\pi \cdot (d_{\text{н}} - 2 \cdot \delta_{\text{тр}})^2 \cdot z} = \frac{4 \cdot 0,0209}{\pi \cdot (0,025 - 2 \cdot 0,002)^2 \cdot 18} = 3,354 \text{ м/с.}$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к стенке при поперечном обтекании и шахматном расположении труб определяется по формуле:

$$\alpha_{\text{г}} = \frac{\lambda_{\text{г}}}{d_{\text{экв}}} \cdot \left(\frac{\omega_{\text{г}} \cdot d_{\text{экв}}}{\vartheta_{\text{г}}}\right)^{0,6} \cdot Pr_{\text{г}}^{0,33} \cdot C_z \cdot C_s,$$

где $d_{\text{экв}}$ – эквивалентный диаметр живого сечения газотока,

$$d_{\text{экв}} = \frac{4 \cdot F_{\text{жс}}}{(\pi \cdot D + 2 \cdot n_{\text{в}}(l + d_{\text{усл}}))} = \frac{4 \cdot 0,4324}{(\pi \cdot 0,88 + 2 \cdot 9 \cdot (0,5 + 0,039))} = 0,138 \text{ м;}$$

где C_z, C_s – поправочные коэффициенты, учитывающие компоновку труб и число рядов труб. Примем $C_z = C_s = 1$.

Тогда коэффициент теплоотдачи равен:

$$\alpha_{\Gamma} = \frac{0,0429}{0,138} \cdot \left(\frac{9,73 \cdot 0,138}{37,22 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,6} \cdot 0,6632^{0,33} \cdot 1 \cdot 1 = 146,93 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

В расчетах экономайзеров влиянием обратной величины коэффициента теплоотдачи от потока воды $\frac{1}{\alpha_{\text{В}}}$ пренебрегают, поэтому коэффициент теплопередачи равен:

$$K = \alpha_{\Gamma} = 146,93 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Уточним площадь теплообмена при коэффициенте теплопередачи равном $K = 146,93 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$:

$$F = \frac{Q_{\Gamma-\text{В}}}{\Delta t_{\text{ср}} \cdot K} = \frac{1107370}{144,058 \cdot 146,93} = 52,317 \text{ м}^2.$$

Таким образом, рассчитанный котел-утилизатор удовлетворяет параметрам системы, спроектирован с запасом и рассчитан на более высокие мощности.

6.1 Гидравлический расчет котла-утилизатора

Перепад давления, возникающий при прохождении потока жидкости через котел утилизатор в большей степени определяются потерями сопротивления на трение жидкости о стенки трубок.

Потери на трение возможно определить по формуле:

$$\Delta p_{\Gamma} = \xi_{\Gamma} \cdot \frac{l \cdot n}{(d_{\text{Н}} - 2 \cdot \delta_{\text{ТР}})} \cdot \frac{\rho_{\text{В}} \cdot \omega_{\text{В}}^2}{2},$$

где ξ_{Γ} – коэффициент трения, зависящий от режима течения жидкости.

Определим критерий Рейнольдса для потока жидкости:

$$Re_{\text{В}} = \frac{\omega_{\text{В}} \cdot (d_{\text{Н}} - 2 \cdot \delta_{\text{ТР}})}{\vartheta_{\text{В}}} = \frac{3,354 \cdot (0,025 - 2 \cdot 0,002)}{0,326 \cdot 10^{-6}} = 216055,21.$$

Режим течения жидкости турбулентный, следовательно, коэффициент трения определяется по формуле:

$$\xi_T = \frac{0,3164}{\text{Re}_B^{0,25}} = \frac{0,3164}{216055,21^{0,25}} = 0,0146.$$

Найдем потери на трение:

$$\Delta p_T = 0,0146 \cdot \frac{0,5 \cdot 144}{(0,025 - 2 \cdot 0,002)} \cdot \frac{965,3 \cdot 3,354^2}{2} = 271784 \text{ Па.}$$

В качестве прототипа спроектированного котла-утилизатора для системы утилизации тепла можно взять котел-утилизатор серии КУВИ производства ООО «Гидротермаль». Основные технические характеристики выбранного агрегата представлены в таблице 9.

Таблица 9 – Технические характеристики котла-утилизатора КУВИ

Тепловая мощность, кВт	900 -1600
Минимально допустимое давление воды, МПа	0,1
Максимально допустимое давление воды, МПа	0,6
Минимально допустимая температура воды на входе, °С	70
Максимально допустимая температура воды на выходе, °С	115
Диаметр газохода, мм	880
Длина газохода, мм	1250
Диаметр штуцеров газохода, мм	400
Габариты, мм	1990×956×1257

7 ВОДОРОДНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В ЭНЕРГЕТИКЕ

7.1 Способы получения водорода из углеводородов

Доминирующим вопросом многих последних разработок в энергетике является поиск надежных и качественных источников энергии, которые являются экономически целесообразными и экологически устойчивыми. Одним из таких особых источников, которые отвечают вышеупомянутым требованиям, является водород. При использовании водорода в качестве топлива продукты сгорания представляют собой водяной пар. В результате этот чистый источник энергии повышает энергетическую безопасность, смягчая пагубные последствия глобального потепления, вызванного парниковыми газами, выделяемыми ископаемым топливом. Более того, водород является одним из самых распространенных в природе элементов, а его энергетическая ценность выше, чем у любого другого распространенного топлива. Более того, многие перспективные энергетические установки, такие как топливные элементы, требуют чистого водорода, т. е. получение эффективного водородного топлива является важным вопросом.

В настоящее время существуют два основных способа получения водорода – это «зеленый» водород высокой степени чистоты, полученный с помощью электролиза воды, и различные вариации способов получения «серого» или «коричневого» водорода из углеводородов.

В основе традиционных методов получения водорода, используемых в современной промышленности, лежит взаимодействие воды с каким-либо восстановителем. Этот процесс получения водорода называется паровой конверсией. В качестве восстановителя выступают различные углеводороды (природный газ, уголь), химические реакции первой стадии идут с образованием синтез газа

(смесь водорода с монооксидом углерода) и обязательно требуется внешний подвод тепла для проведения реакции. Соотношение получаемого водорода к используемому в реакторе диоксиду углерода лежит в диапазоне $H_2/CO=2,8\dots4,5$.

Взаимодействие углеводородов и воды базируется на обратимом экзотермическом химическом процессе, называемом конверсией на основе химической реакции сдвига. В результате конверсии окиси углерода водяным паром по реакции сдвига получается дополнительное количество водорода, приблизительно эквивалентное содержанию в газе CO. Реакция сдвига протекает без изменения общего объема реагентов и сопровождается выделением теплоты. Основной особенностью является смещение химического равновесия реакции в сторону образования водорода и двуокиси углерода, что дает дополнительное количество вырабатываемого водорода и более полную конверсию метана.

Таким образом, с целью повышения производительности конверсию проводят в две стадии: на первой при температурах 623...673 К применяют высокотемпературные катализаторы, на второй стадии при 493...523 К добавляются низкотемпературные катализаторы. Цена водорода, который получается при окислении углеводородов, в связи с недостаточной чистотой получаемого водорода не превышает 3...5 долларов за килограмм. Низкая себестоимость серого водорода предопределяет преимущественное внимание к процессам на основе углеводородов как к перспективной для внедрения в энергетике технологии.

По стандартной технологии паровой конверсии, по которой получается порядка 70% водорода в мире, тепло подводится как результат сжигания метана, данный процесс происходит со значительными выбросами диоксида углерода. Сегодня наиболее развитые с точки зрения технологии компании пытаются разработать другие технологические решения, например, использование элект-

трического нагрева, то есть сочетание традиционной паровой конверсии с электролизом. В этом случае тот кислород, который получается в результате электролиза, может использоваться для дополнительного разогрева смеси и в целом такие процессы представляются перспективными. Электричество как источник тепла – это один из путей повышения экологичности парового риформинга (рисунок 7).



Рисунок 7 – Паровая конверсия природного газа

Второй способ получения водорода, реализованный в настоящее время в газодобывающей и нефтехимической промышленности, называется автотермическим риформингом (рисунок 8).

Теплота, требуемая для протекания реакции, подводится к реагентам непосредственно внутри реактора, а не подводится извне. Окислителем базовой химической реакции, как правило, выступает кислород. Но в этом случае количество водорода в конечной смеси несколько ниже и, как правило, не превышает $\text{H}_2/\text{CO} = 2\text{...}3,8$.

Существенным недостатком данных способов является обязательное требование применения катализаторов для повышения чистоты водорода и полноты протекания реакций, это требование повышает стоимость производимого водорода.

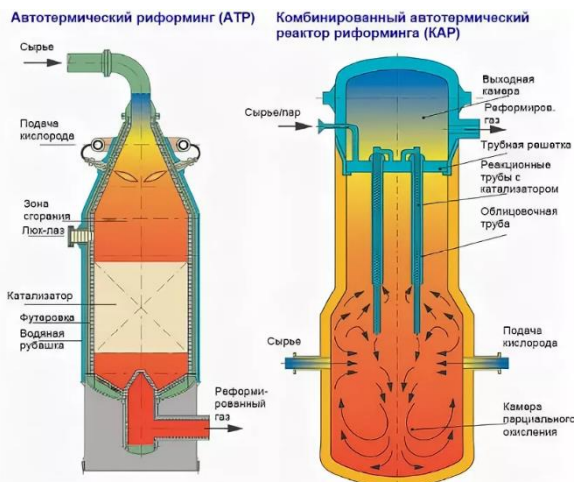


Рисунок 8 – Схема реализации автотермического риформинга

Необходимость подвода теплоты при получении водорода методом паровой конверсии является тем фактором, который увеличивает выбросы диоксида углерода при производстве экологичного чистого водородного топлива. Повышение температуры реакции, как правило, осуществляется традиционным способом: при сжигании углеводородного топлива, что в результате дает дополнительный углеродный «след» в получаемом водороде, с которым трудно справиться.

Альтернативой здесь может быть, например, использование внутреннего тепла каких-то сторонних процессов. В газодобывающей промышленности разработан метод адиабатической конверсии метана (рисунок 9).

Всё тепло с компрессоров газоперекачивающих агрегатов подается в ректор реакции сдвига и используется для получения водорода. Основной недостаток этого метода состоит в том, что в этом случае возможно получение только метан-водородной смеси, потому что при процессах сжатия компрессоров газоперекачивающих

агрегатов достигается недостаточно высокий для полного протекания реакций уровень температуры, как правило, не более 550...600 °С. Отсюда, и уровень получаемого водорода существенно ниже – порядка 20...30% от общего объема метана.

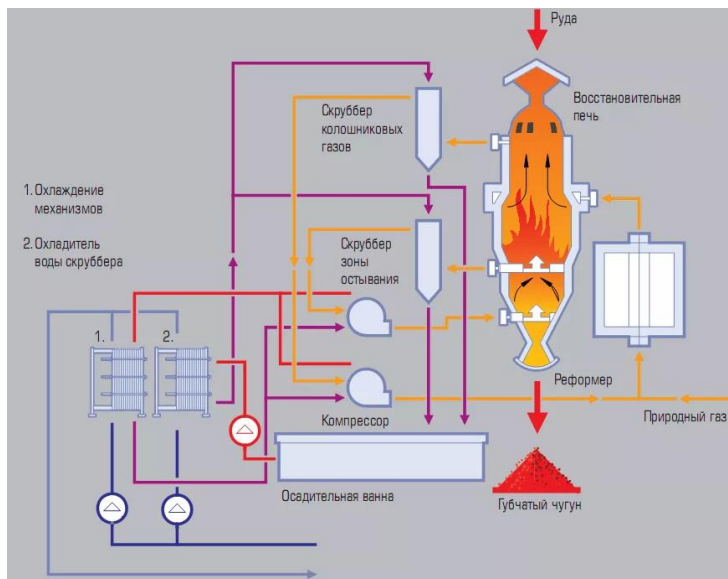


Рисунок 9 – Схема получения водорода из природного газа на газоперекачивающей станции

Таким образом, стоимость получаемого водорода определяется прежде всего величиной капитальных затрат и расходом энергии, требуемых на осуществление всех этих процессов. На сегодня существует довольно много возможных химических процессов и их комбинаций с использованием диоксида углерода для получения водорода: сухого, парового, автотермического риформинга.

В их основе лежит базовый процесс использования каталитического окисления углеводородов, требующий специальных реак-

торов для риформинга, высоко- и низкотемпературных катализаторов, кислородпроводящих мембран для доочистки (рисунки 10 и 11). Большинство этих процессов реализованы и апробированы в промышленности.



Рисунок 10 – Схема селективного каталитического окисления монооксида углерода, применяемая для снижения углеродного следа

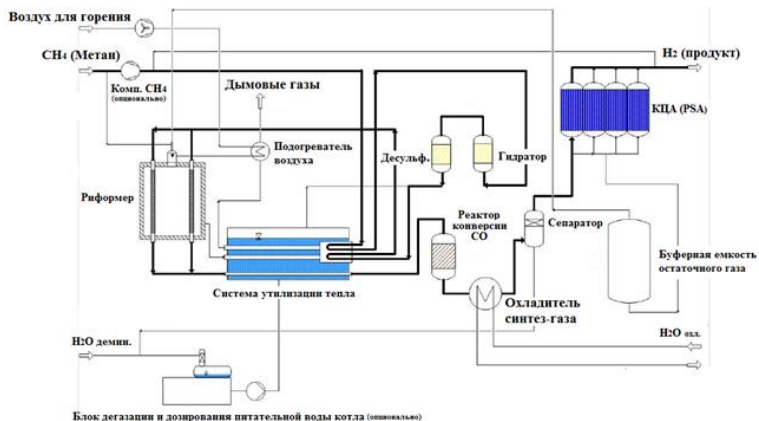


Рисунок 11 – Установа получения водорода из природного газа на основе риформинга в сочетании с конверсией CO и очисткой водорода методом короткоциклового адсорбции

Также в промышленности реализован процесс прямого окисления любых углеродсодержащих топлив в среде пара. В этом случае при окислении метана удается получать синтез газ с соотношением водород к монооксиду углерода близким к 2...2,55. В реакторе требуется поддержание температуры 1200...1500 °С при давлении 30...80 атм. При этом всё тепло генерируется непосредственно в этом реакторе и не требуется использовать катализаторы. Такой процесс парокислородной некаталитической конверсии или парциального окисления был реализован компанией Shell. Этот процесс предлагается как один из вариантов получения водорода высокой чистоты, в котором отсутствуют следы углеводородов или их содержание пренебрежимо мало.

В России также разрабатывались такого рода процессы организация которых требует условий, аналогичных протекающим в ракетных двигателях: когда при высокой температуре происходит окисление метана в присутствии водяного пара (рисунок 12). Использование такого проточного химического реактора на базе ракетных технологий может позволяет в лабораторных условиях получать значительное количество водорода с большой энергоэффективностью.



Рисунок 12 – Схема установки получения водорода на основе процесса горения, реализуемого аналогично камере ЖРД

Другой вариант осуществления процесса – это использование специальных матричных горелок. В них вместе с кислородом подается метан (расход $10 \text{ м}^3/\text{ч}$, давление 5 атм), а внутри этой горелки все тепло, которое образуется при горении используется в реакциях образования синтезгаза.

В результате получается высоководородный синтезгаз с соотношением водорода к монооксиду углерода порядка $1,5 \dots 3$, конверсия метана осуществляется до 90%, при этом удельные капитальные затраты ниже, чем при традиционной паровой конверсии. Добавление в схему установки (рисунок 13б) реактора паровой конверсии, повышает количество получаемого водорода на выходе.

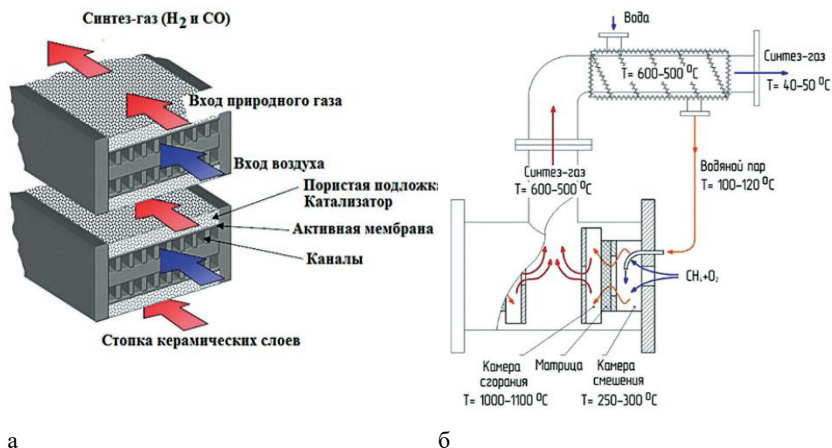


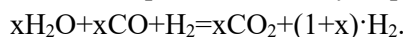
Рисунок 13 – Схема реализации риформинга: а) схема реализации риформинга в микроканалах; б) схема реализации матричного риформинга

Таким образом, описанные методы составляют список основных имеющихся способов получения водорода из природного газа, в том числе и на основе взаимодействия с водой. Приведенные методы имеют различную себестоимость и чистоту получаемого водорода, но так или иначе рассматриваются как рациональные с точки зрения экономики. В промышленности нашей страны большинство методов используются в нефтехимической промышленности с середины 80-х

годов, и являются базовыми в составе имеющихся технологических циклов. С точки зрения политики декарбонизации продукции и технологий использование углеводородов для получения водорода является конкурентным преимуществом России. Однако во всех схемах, реализующих получение водорода из углеводородов, требуется совершенствование эффективности методов разделения получаемых смесей и очистки получаемого водорода.

Рассмотрим способы получения водорода из углеводородов в аспекте экологичности данных технологических процессов и чистоты получаемого водорода.

Во всех перечисленных способах получения водорода из углеводородов в качестве основного продукта образуются синтез-газ – смесь монооксида углерода и водорода. Для того чтобы получить чистый водород, необходимо в технологический процесс включить реакцию синтез-газа с водой. При добавлении воды происходит реакция с монооксидом углерода, в результате получается нежелательный с экологической точки зрения диоксид углерода:



Приведенная реакция прямого сдвига – классический механизм получения водорода. Как химическая реакция она присутствует во многих существующих на текущий момент технологических процессах, например, на всех установках производства аммиака или водорода на нефтеперерабатывающих предприятиях. Образование диоксида углерода в сухой конверсии составляет 10...15 кг на 1 кг водорода, а при добавлении воды в паровой конверсии этот показатель равен 4...5 кг.

Основной недостаток этого процесса – это очень высокие выбросы диоксида углерода. В технологических процессах химических производств образование диоксида углерода составляет 9...15 кг на 1 кг килограмм получаемого водорода. В нефтехимической

промышленности этот диоксид углерод отделяют тем или иным способом и выбрасывают в атмосферу.

При этом существенно, что требуемая энергия, которая тратится на само проведение реакции (предварительное сжигание углеводов в печах или сжигание непосредственно в самом реакторе), существенно понижает общее количество углеводов, задействованных в конверсии углеводов. Таким образом, на производство водорода идет меньшее количество метана, т.к. для осуществления процесса конверсии требуется тепло, получаемое в процессе горения этого метана.

Углеродный след в методе получения водорода с помощью паровой конверсии есть общее количество диоксида углерода, которое складывается из следующих составляющих (рисунок 14): CO₂, получаемый в результате процесса парового риформинга в составе синтез газа; CO₂ в составе получаемого водорода; CO₂ дымовых газов.

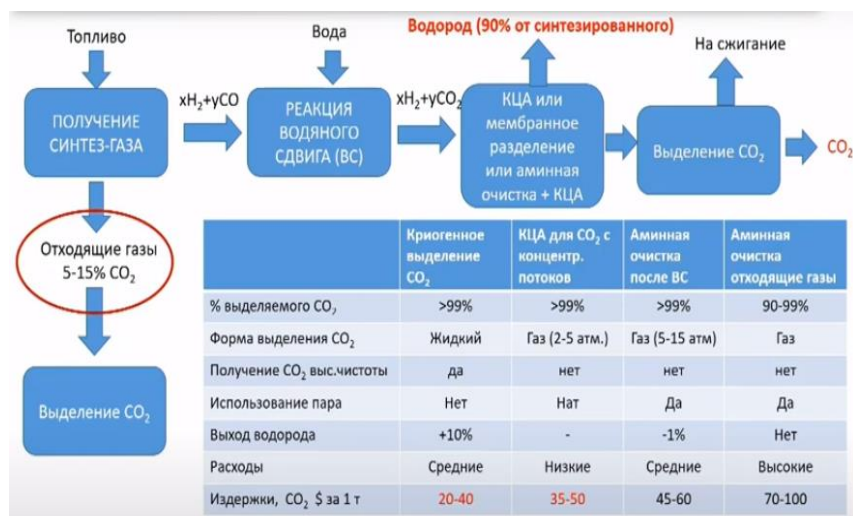


Рисунок 14 – Схема сравнения технологических процессов получения водорода

Концентрация CO_2 в дымовых газах составляет 5...6% от общего содержания диоксида углерода в процессе конверсии, но несмотря на такое малое содержание этот выделяемый диоксид углерода из дымовых газов очень сложно и затратно поддается снижению. Для повышения безуглеродности процесса паровой конверсии, которое дают возможность говорить о низком углеродном следе и низкоуглеродном водороде, требуется понижение количества CO_2 менее 3.5...4 кг на килограмм водорода. С этой целью разрабатываются и применяются методы очистки и связывания CO_2 ,

Выбор технологии очистки прежде всего определяется стоимостью того диоксида углерода, который может быть выделен при получении водорода. Метод короткоциклового адсорбции без использования паров воды, при которой в остаточном газе выделяется диоксид углерода с помощью криогенных технологий.

Криогенный метод выделения CO является одним из немногих методов, который может быть использован для очистки водорода с высоким расходом и большим объеме со степенью извлечения 95%, чистота водорода составляет 90...98%. В таблице 10 сравниваются различные аспекты технологий очистки водорода криогенными и селективными методами.

7.2 Газотурбинная водородная энергоустановка

Рассмотрим расчет автономной системы энергоснабжения на основе газотурбинной установки (ГТУ) со сниженным углеродным следом, так как в качестве топлива для ГТУ используется водород, диоксид углерода CO_2 улавливается с помощью сепаратора и не выбрасывается в окружающую среду.

Таблица 10 – Сравнение методов очистки водорода

Главные категории	Технология	Методология	Источник исходного газа	Качество водорода (%).		Масштабы производства	Замечания
				Чистота	Скорость восстановления		
1	2	3	4	5	6	7	8
Физическое разделение	Криогенное разделение	Поэтапная конденсация газового сырья при низких температурах	Нефтеперерабатывающие заводы и побочные продукты нефтехимии	90-98	96	Большой	– Очистка сырьевого газа необходима для удаления CO ₂ , H ₂ S и воды -Дорогостоящие инвестиции и эксплуатация
	Метал гидридное разделение	Гидриды образуются в результате обратимой реакции водорода с металлами	Гидриды образуются в результате обратимой реакции водорода с металлами	99	75-95	От малого до среднего	N ₂ ; O ₂ , CO и S могут нарушить процесс поглощения водорода
	Изменение давления адсорбции	Разделение под давлением в со-ответствии	Богатый водородом газовый поток	99,99	70-85	Большой	– Шаг продувки снижает степень извлечения – Дорогие инвестиции и эксплуатация,

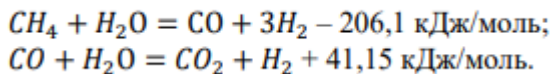
Продолжение табл. 10

1	2	3	4	5	6	7	8
		с молекулярными характеристиками и средство к адсорбирующему материалу					необходим точный контроль процесса
Селективная диффузия	полимерная мембрана диффузия	Прохождение молекул газа через отверстия проницаемые мембраны в соответствии с механизмом раствора диффузии	Нефтеперерабатывающие заводы по продукту и продувочный газ аммиака	92-98	>85	От малых до больших	Не, СО и вода может проникать через мембрану – Несколько этапов для достижения высокой чистоты – Простая конфигурация и эксплуатация, высокая надежность
	Твердый полимер электролитной ячейки	Электролитический транзит ионов водорода через твердую полимерную мембрану	Термохимические циклы выхода водорода	99,8	95	Малый	Электрокатализаторы могут быть отравлены существующей серой

Окончание табл. 10

1	2	3	4	5	6	7	8
Селективная диффузия	Диффузия ионов через палладиевую мембрану	Использование мембраны из палладиевого сплава для отделения водорода в соответствии с механизмом селективной диффузии	Любой поток газа, который содержит водород	>99,9 999	До 99	От малого до среднего	– Непроницаемость серы и ненасыщенных углеводородов – Устойчивость к образованию стабильного оксидного слоя
Химическое	Каталитическая очистка	Каталитическая реакция кислорода с водородом	Поток водорода с примесями кислорода	99,99	До 99	От малого до большого	– Подходит для использования в топливных элементах – Катализатор может быть разрушен серой, органикой, Pb, Hg и Cd – В процессе может образовываться вода

Газотурбинная электростанция работает на водороде, который производится в риформере в результате реакции сдвига, организованной и осуществляемой в две стадии.



В результате конверсии окиси углерода водяным паром по реакции сдвига получается дополнительное количество водорода, эквивалентное содержанию в газе СО. Реакция протекает без изменения общего объема реагентов и сопровождается выделением теплоты. С понижением температуры равновесие смещается в сторону образования водорода и двуокиси углерода. С целью повышения производительности процесса конверсию окиси углерода проводят в две стадии: на первой при температурах 573–673 К применяют высокотемпературный железохромовый катализатор, на второй при 493–523 К – низкотемпературный медный.

При осуществлении такого процесса получения водорода повышается экологичность комбинированного энергетического цикла за счет улавливания СО₂ перед процессом сжигания, как показано на рисунке 15.

Условие задачи.

Воздух при температуре 298 К и атмосферном давлении используется для первой стадии риформинга метана с подводом горячего пара из котла утилизатора. Воздух (298 К и 1 бар) также поступает в качестве рабочего тела в цикл ГТУ. Риформер работает при температуре 1073 К, при этом конверсия метана в риформере происходит не до конца, в связи с этим в установке добавлен реактор сдвиговой реакции. Для ее осуществления смесь риформата проходит через теплообменник, где предварительно нагревает воздух, сжатый в компрессоре до давления 10 бар. Температура смеси риформата после прохождения теплообменника понижается до 673 К для второй стадии конверсии в реакторе сдвига.

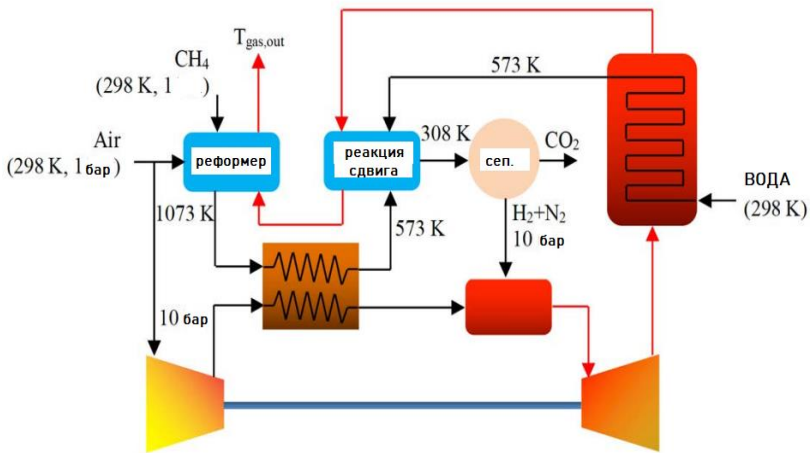


Рисунок 15 – Схема системы энергоснабжения комбинированного цикла

Для осуществления паровой конверсии в шифт реакторе используется перегретый пар, подаваемый из парогенератора при температуре 673 К в реактор сдвига, где он вступает в реакцию с CO риформатной смеси, что приводит к производству дополнительного количества водорода. Побочные продукты реакции покидают реактор сдвига при температуре 308 К, после чего они направляются в блок мембранного разделения, где CO₂ отделяется от смеси продуктов риформинга, состоящей из пермеата и ретената. Давление газобразной смеси повышается до 10 бар на входе в мембранный блок. Пермеат представляет собой поток CO₂ под давлением 1 бар, а ретенат – смесь водорода и азота, которая поступает в камеру сгорания ГТУ.

Температура продуктов сгорания составляет 1473 К. Изэнтропический КПД компрессора и газовой турбины составляет 75% и 88%, соответственно. В турбине ГТУ процесс расширения реализуется до давления 1 бар, после чего продукты сгорания используются при производстве пара в котле утилизаторе.

Вопрос задачи.

Рассчитать энтальпийный перепад в основных точках газотурбинного цикла с учетом реакций в риформере и определить термический КПД цикла ГТУ, температуру продуктов сгорания на выходе из турбины.

Решение.

Для реализации реакций конверсии метана используется теплота, количество теплоты на единицу рабочего тела можно оценить с помощью уравнений химической термодинамики в соответствии с реакциями в риформере и реакторе сдвига. Количество теплоты, выделяемое или поглощаемое в различных химических реакциях (или их тепловые эффекты), определяется через изменение внутренней энергии или энтальпии веществ. Кроме того, термодинамическими методами можно определить изменения внутренних энергий и энтальпий. Для сравнения и систематизации тепловых эффектов различных реакций внутренние энергии и энтальпии всех веществ отсчитываются от единой точки отсчета, получившей название стандартного состояния.

Система отсчета энтальпий вводится с помощью следующего утверждения: энтальпии равны нулю для веществ, являющихся чистыми химическими элементами, находящимися в стандартном и наиболее устойчивом в природе фазовом состоянии при температуре начала отсчета энтальпий T_0 . В настоящее время принято $T_0 = 0$ К, или $T_0 = 298,15$ К (25 °С).

С учетом того, что в дальнейшем будем использовать мольные энтальпии веществ рабочего тела энергетической установки, все дальнейшие рассуждения будем проводить для 1 моль химических элементов и веществ.

Затрата теплоты на образование вещества из чистых химических элементов при постоянном давлении называется энтальпией образования вещества и обозначается $\Delta h_f^\circ (T_0)$, где T_0 соответствует

выбранной температуре начала отсчета $T_0 = 0$ К или $T_0 = 298,15$ К. Затрата теплоты на нагрев полученного вещества от T_0 до T при постоянном давлении будет определяться разностью энтальпий $[\hat{h}_f^\circ(T) - \hat{h}_f^\circ(T_0)]$. Подстрочный индекс f от слова formation (образование).

Величина $[\hat{h}_f^\circ(T) - \hat{h}_f^\circ(T_0)]$ получила название избыточной энтальпии и связана с мольной теплоемкостью вещества следующим соотношением:

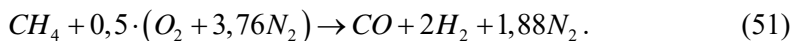
$$[\hat{H}^0(T) - \hat{H}^0(T_0)] = \int_{T_0}^T \hat{C}_p^0(T) dT.$$

Таим образом будем использовать энтальпии образования веществ при нормальных условиях и мольные теплоемкости веществ, участвующих в реакциях (таблица 11).

Таблица 11 – Термодинамические свойства веществ реакций конверсии метана

Энтальпия образования веществ	Удельная теплоемкость
$\hat{h}_{f,H_2O(g)}^0 = -242$ кДж / моль	$\hat{C}_{p,O_2} = 33,4$ Дж / моль · К
$\hat{h}_{f,H_2O(l)}^0 = -286$ кДж / моль	$\hat{C}_{p,N_2} = 31,1$ Дж / моль · К
$\hat{h}_{f,CO}^0 = -110,6$ кДж / моль	$\hat{C}_{p,CO_2} = 50,6$ Дж / моль · К
$\hat{h}_{f,CO_2}^0 = -393,8$ кДж / моль	$\hat{C}_{p,H_2} = 30,0$ Дж / моль · К
$\hat{h}_{f,CH_4}^0 = -74,9$ кДж / моль	$\hat{C}_{p,CO} = 29,3$ Дж / моль · К
	$\hat{C}_{p,H_2O} = 38,2$ Дж / моль · К
	$\hat{C}_{p,CH_4} = 46,35$ Дж / моль · К

Запишем реакцию, реализуемую в риформере:



Применение первого закона термодинамики к химическим процессам в риформере выглядит как:

$$Q_R = \sum_{\text{продукты реакции}} H_i - \sum_{\text{исх. вещества}} H_i$$

Принимая условия $T_0=298$ К и $p_0=1$ бар в качестве начала отсчета, тепло, подводимое к риформеру, рассчитывается как:

$$Q_R = \hat{h}_{CO}^{1073K} + 2\hat{h}_{H_2}^{1073K} + 1,88\hat{h}_{N_2}^{1073K} - \left(\hat{h}_{CH_4}^{298K} + 0,5\hat{h}_{O_2}^{298K} + 1,88\hat{h}_{N_2}^{298K} \right);$$

$$Q_R = 78802 \text{ кДж/кмоль } CH_4.$$

То есть на каждый кмоль метана, подаваемого в реформер, необходимо подвести 78820 кДж тепла, чтобы произошел риформинг метана с воздухом.

Рассчитаем нагрев в процесс сжатия воздуха в компрессоре. Температура на выходе компрессора рассчитывается с учетом к.п.д. компрессора η_c :

$$T_{\text{комп2}} = T_{\text{комп1}} \left[1 + \frac{\left(\frac{P_0}{P_{\text{ex}}} \right)^{\frac{k_{\text{воз}} - 1}{k_{\text{воз}}}} - 1}{\eta_c} \right] = 298 \cdot \left[1 + \frac{10^{\frac{1,388 - 1}{1,388}} - 1}{0,75} \right] = 657K.$$

Рассчитаем количество теплоты, которое отводится от смеси водорода после риформера и передается к воздуху после компрессора:

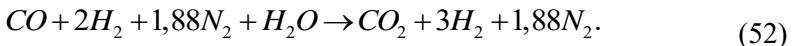
$$Q_{TO} = (\hat{h}_{CO}^{1073K} - \hat{h}_{CO}^{673K}) + 2(\hat{h}_{H_2}^{1073K} - \hat{h}_{H_2}^{673K}) + 1,88(\hat{h}_{N_2}^{1073K} + \hat{h}_{N_2}^{673K});$$

$$Q_{TO} = 59,107 \text{ кДж/кмоль } CH_4.$$

Запишем выражение для суммарной тепловой мощности в теплообменнике с помощью соотношений мольных энтальпий:

$$Q_{TO} = a(\hat{h}_{O_2}^{T_{HEX,0}} - \hat{h}_{O_2}^{T_{AC,0}}) + 3,76a(\hat{h}_{H_2}^{T_{HEX,0}} - \hat{h}_{N_2}^{T_{AC,0}}).$$

Принято в условии, что газовая смесь, покидающая теплообменный аппарат поступает в реактор, в котором имеет место реакция сдвига при температуре 673 К:



Теплота реакции может быть выражена с помощью балансового уравнения в виде:

$$Q_{c0} = \hat{h}_{CO_2}^{308K} + 3\hat{h}_{H_2}^{308K} + 1,88\hat{h}_{N_2}^{308K} - (\hat{h}_{CO}^{673K} + 2\hat{h}_{H_2}^{673K} + 1,88\hat{h}_{N_2}^{673K} + \hat{h}_{H_2O}^{673K});$$

$$Q_{c0} = -105,127 \text{ кДж/кмоль } CH_4.$$

Знак минус означает, что реакция эндотермическая, значит для реализации второй стадии паровой конверсии в реакторе требуется затратить 105,127 кДж тепловой мощности на каждый кмоль метана.

Для анализа компрессора сепаратора сначала нужно определить удельную теплоемкость продуктов сдвиговой реакции (52), поступающих в сепаратор, с помощью соотношения для нахождения теплоемкости газовой смеси:

$$\hat{C}_{p,смес} = \sum_i \frac{n_i}{n_i} \hat{C}_{p,i} = \sum_i X_i \hat{C}_{p,i} = \frac{1}{5,88} \hat{C}_{p,CO_2} + \frac{3}{5,88} \hat{C}_{p,H_2} + \frac{1}{5,88} \hat{C}_{p,N_2} = 33,86 \frac{\text{Дж} \cdot \text{К}}{\text{моль}};$$

$$k_{смес} = \frac{\hat{C}_{p,смес}}{\hat{C}_{p,смес} - 8,314} = 1,33;$$

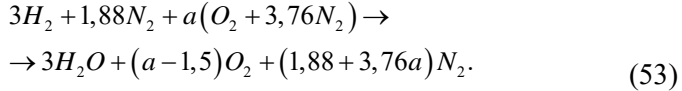
$$T_{комп,о} = T_{комп,вх} \left[1 + \frac{\left(\frac{P_0}{P_{вх}} \right)^{\frac{k_{смес}-1}{k_{смес}}} - 1}{\eta_c} \right] = 308 \cdot \left[1 + \frac{10^{\frac{1,33-1}{1,33}} - 1}{0,75} \right] = 624,5K.$$

Мощность, затрачиваемая на сжатие газовой смеси в компрессоре сепаратора, оценивается с помощью разности энтальпий компонентов смеси газа на входе и выходе из сепаратора:

$$W_{сеп} = (\hat{h}_{CO_2}^{624,5K} - \hat{h}_{CO_2}^{308K}) + 3(\hat{h}_{H_2}^{624,5K} - \hat{h}_{H_2}^{308K}) + 1,88(\hat{h}_{N_2}^{624,5K} - \hat{h}_{N_2}^{308K});$$

$$W_{сеп} = 63,00 \text{ кДж/кмоль } CH_4.$$

Рассмотрим процесс окисления водорода в камере сгорания ГТУ. Реакция горения водорода представим в виде реакции:



Соотношение энтальпий веществ участников реакции (53) представляет собой:

$$\begin{aligned}
& 3\hat{h}_{H_2}^{624,5K} + 1,88\hat{h}_{N_2}^{624,5K} + a\left(\hat{h}_{O_2}^{T_{HEX,O}} + 3,76\hat{h}_{N_2}^{T_{HEX,O}}\right) = \\
& = 3\hat{h}_{H_2O}^{1473K} + (a-1,5)\hat{h}_{O_2}^{1473K} + (1,88 + 3,76a)\hat{h}_{N_2}^{624,5K},
\end{aligned} \tag{54}$$

где a – неизвестный коэффициент реакции для смеси веществ, поступивших из теплообменного аппарата.

Объединяя уравнения (53) и (54), возможно определить неизвестные a и $T_{HEX,O}$:

$$a = 5,238;$$

$$T_{HEX,O} = 732,1 \text{ К.}$$

Для оценки величины работы расширения, производимой в газовой турбине необходимо оценить мольную теплоемкость смеси газов, продуктов сгорания реакции (54):

$$\begin{aligned}
\hat{C}_{p,смес} &= \sum_i \frac{n_i}{n_t} \hat{C}_{p,i} = \sum_i X_i \hat{C}_{p,i} = \\
&= \frac{3}{28,57} \hat{C}_{p,H_2O} + \frac{3,738}{28,31} \hat{C}_{p,O_2} + \frac{21,57}{28,31} \hat{C}_{p,N_2} = 32,11 \frac{\text{Дж}}{\text{моль} \cdot \text{К}};
\end{aligned}$$

$$k_{смес} = \frac{\hat{C}_{p,смес}}{\hat{C}_{p,смес} - 8,314} = 1,35;$$

$$\begin{aligned}
T_{T,вых} &= T_{T,вх} \left(1 - \eta_T \left[1 - (r_p)^{\frac{1-k_{смес}}{k_{смес}}} \right] \right) = \\
&= 1473 \left(1 - 0,88 \left[1 - (0,1)^{\frac{1,35-1}{1,35}} \right] \right) = 890,3 \text{ К.}
\end{aligned}$$

Удельная мощность и производимая на турбине на 1 кмоль затраченного метана также оценивается на основе разности энтальпий веществ для правой части реакции (54):

$$W_T = 3(\hat{h}_{H_2O}^{1473K} - \hat{h}_{H_2O}^{890,3K}) + 3,738(\hat{h}_{O_2}^{1473K} - \hat{h}_{O_2}^{890,3K}) + 1,88(\hat{h}_{N_2}^{1473K} - \hat{h}_{N_2}^{890,3K});$$

$$W_T = 530,02 \text{ кДж/кмоль } CH_4.$$

Суммарная удельная полезная мощность газотурбинной установки с предварительным получением водорода рассчитывается согласно:

$$W_{цикла} = W_T - W_{КОМП} - W_{СЕП},$$

где

$$W_{КОМП} = 5,238(\hat{h}_{O_2}^{657K} - \hat{h}_{O_2}^{298K}) + 19,69(\hat{h}_{N_2}^{657K} - \hat{h}_{N_2}^{298K}) = 282,707 \text{ кДж / кмоль}.$$

Поэтому:

$$W_{цикла} = 530,521 - 282,707 - 63,005 = 187,81 \text{ кДж / кмоль } CH_4.$$

Таким образом, на каждый кмоль метана, используемого в энергетической установке, вырабатывается 184,809 кДж чистой энергии.

Следовательно, термический КПД энергетического цикла можно рассчитать следующим образом:

$$\eta_{th} = \frac{W_{цикла}}{M_{CH_4} Q_H} = \frac{187,809}{16 \times 50050} = 23,1\%.$$

Чтобы определить температуру в конце процесса расширения в турбине, запишем следующее уравнение для определения температуры газовой смеси в конце процесса окисления водорода (после камеры сгорания):

$$3(\hat{h}_{H_2O}^{890,3K} - \hat{h}_{H_2O}^{T_{г.вых}}) + 3,738(\hat{h}_{O_2}^{890,3K} - \hat{h}_{O_2}^{T_{г.вых}}) + 21,57(\hat{h}_{N_2}^{890,3K} - \hat{h}_{N_2}^{T_{г.вых}}) = \\ = Q_{PEФ} + Q_{СД} + Q_{пара}, \quad (55)$$

где

$$Q_{пара} = (\hat{h}_{H_2O}^{890,3K} - \hat{h}_{H_2O}^{290K}) = (\Delta H_v + \Delta H_s) = \\ (40,650 + 73,3\{373 - 298\} + 38,2\{573 - 273\}) = \\ = 57,75 \text{ кДж / кмоль } CH_4.$$

Из уравнения (55) получаем температуру продуктов сгорания на входе в турбину:

$$T_{г.вых} = 856,4 \text{ К.}$$

Произведен расчет удельных энергетических характеристик энергетической установки на основе газотурбинного двигателя с использованием паровой конверсии как способа получения водородного топлива для ГТУ. Из полученных результатов можно заключить, что затраты тепловой мощности на осуществление постадийной конверсии метана снижает термический КПД установки. Кроме того, низкая эффективность объясняется малой степенью повышения давления за компрессором и пониженным значением максимальной температуры в газотурбинном цикле, вызванным затратами на отделение CO_2 . Добавление парового цикла в качестве нижнего цикла может повысить эффективность, однако это требует корректного выбора пинч точки комбинированного цикла и учета затрат мощности на конверсию, отбираемой из нижнего цикла.

8 КОМБИНИРОВАННЫЕ ЦИКЛЫ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Под комбинированными термодинамическими циклами подразумеваются системы, состоящие из нескольких взаимодействующих термодинамических циклов, которые работают вместе с целью повышения эффективности работы всей системы в целом. Термодинамические циклы комбинированных установок состоят из двух и более простых циклов, совершаемых, как правило, разными рабочими телами в различных диапазонах изменения температуры. Циклы, осуществляемые в области более высоких температур, принято называть верхними, а в области более низких температур – нижними.

Классическим и широко применяемым примером комбинированной термодинамической системы является парогазовая установка (ПГУ). Парогазовые установки – это энергетические установки, в которых теплота уходящих газов ГТУ прямо или косвенно используется для выработки электроэнергии в паротурбинном цикле. Таким образом, ПГУ состоит из двух отдельных установок: паросиловой, работающей по традиционному циклу Ренкина и газотурбинной, в которой осуществляется термодинамический цикл Брайтона.

Абсолютный эффективный КПД брутто ПГУ определяется по формуле (56).

$$\eta_{\varepsilon}^{ПГУ} = \frac{N_{\varepsilon}^{ПГУ}}{Q_{кс}} = \frac{N_{\varepsilon}^{ГТУ} + N_{\varepsilon}^{ПСУ}}{Q_{кс}}, \quad (56)$$

где $N_{\varepsilon}^{ГТУ}$ – электрическая мощность газотурбинной установки, кВт;

$N_{\varepsilon}^{ПСУ}$ – электрическая мощность паросиловой установки, кВт;

$Q_{\text{КС}}$ – количество тепла, подведенного в камеру сгорания ГТУ, кДж.

Если КПД отдельной паросиловой установки достигает 20...35%, а КПД отдельно используемой ГТУ достигает 30...45%, то совместная работа этих установок в составе ПГУ осуществляется с КПД 42...65%.

При обзоре существующих в настоящее время ПГУ предстает разнообразие типов, используемых ГТУ, а также схем и параметров паротурбинной части ПГУ.

Один из альтернативных возможных вариантов увеличения эффективности ПГУ является применение тринарных парогазовых циклов установок.

Под тринарными парогазовыми установками подразумевается парогазовая установка, комбинирующая в себе три основных цикла:

Цикл газотурбинной установки (цикл Брайтона);

Паросиловой цикл на воде и водяном паре (цикл Ренкина);

Паросиловой цикл на низкокипящем веществе.

Схема парогазовой установки тринарного типа показана на рисунке 16.

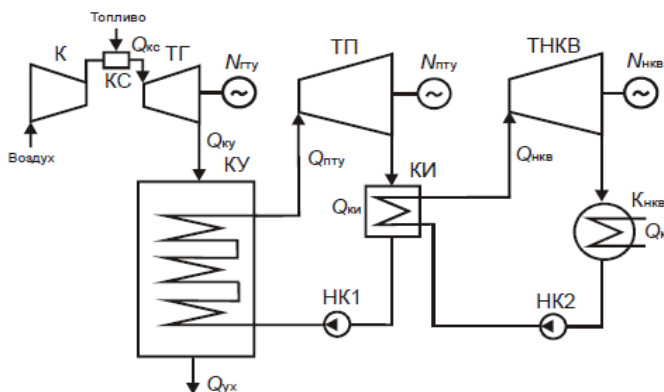


Рисунок 16 – Принципиальная схема ПГУ тринарного типа

На схеме можно заметить отличие принципа работы ПГУ тринарного типа от классической ПГУ бинарного типа приведенной ранее. В тринарной ПГУ добавляется еще один контур с низкокипящим веществом (НКВ) в качестве рабочего тела, утилизирующим теплоту обработанного пара в водяном паросиловом цикле. То есть вместо конденсатора в водяном паросиловом цикле устанавливается котел-испаритель, в котором происходит испарение низкокипящего рабочего тела и конденсация водяного пара.

Контур низкокипящего рабочего тела работает по принципу цикла Ренкина. Расширяясь в турбине, рабочее тело попадает в конденсатор и затем с помощью насоса снова направляется в котел-испаритель. По типу рабочего тела данный цикл называют органическим циклом Ренкина.

КПД парогазовой установки тринарного типа определяется следующей формулой (57).

$$\eta_{\text{э}}^{\text{ПГУ}} = \frac{N_{\text{э}}^{\text{ПГУ}}}{Q_{\text{КС}}} = \frac{N_{\text{э}}^{\text{ГТУ}} + N_{\text{э}}^{\text{ПСУ}} + N_{\text{э}}^{\text{НКВ}}}{Q_{\text{КС}}}, \quad (57)$$

где $N_{\text{э}}^{\text{ГТУ}}$ – электрическая мощность газотурбинной установки, кВт;

$N_{\text{э}}^{\text{ПТУ}}$ – электрическая мощность паросиловой установки на водяном контуре, кВт;

$N_{\text{э}}^{\text{НКВ}}$ – электрическая мощность паросиловой установки на низкокипящем веществе, кВт;

$Q_{\text{КС}}$ – количество тепла, подведенного в камеру сгорания ГТУ, кВт.

После рассмотрения энергетических балансов преобразования энергии в отдельных циклах и аппаратах ПГУ получаем выражение (58).

$$\eta_{\text{э}}^{\text{ПГУ}} = \eta_{\text{э}}^{\text{ГТУ}} \cdot (1 - \eta_{\text{э}}^{\text{ГТУ}}) \cdot \eta^{\text{КВ}} \cdot \left[\eta_{\text{э}}^{\text{ПТУ}} + (1 - \eta_{\text{э}}^{\text{ПТУ}}) \cdot \eta^{\text{КВ}} \cdot \eta_{\text{э}}^{\text{НКВ}} \right] \quad (58)$$

Наблюдается, что КПД парогазовой установки является функцией, зависящей от электрических КПД газотурбинной установки, паротурбинной установки и установки на НКВ, а также КПД котла-утилизатора.

Наибольшее влияние на величину $\eta_{\text{э}}^{\text{ПГУ}}$ оказывается КПД ГТУ $\eta_{\text{э}}^{\text{ГТУ}}$, далее КПД цикла ПТУ, затем КПД цикла НКВ, а наименьшее влияние оказывает КПД котла-утилизатора $\eta^{\text{КУ}}$.

Аналогичный способ повышения эффективности выполняется как надстройка дополнительного контура на низкокипящем веществе к водяному паросиловому контуру называется концепцией комплексного пароводяного органического цикла Ренкина (КПОЦР).

В таких установках реализуется утилизация тепла отработанного пара противодавленческой турбины контуром органического вещества. Предполагается, что источником тепловой энергии выхлопных газов может служить не только газотурбинная установка, но и газопоршневые двигатели внутреннего сгорания. Схема этой установки представлена на рисунке 17.

Отмечаются результаты предварительного расчета данной установки с бутаном (R-600) в качестве органического рабочего вещества. Для 6 МВт газовой турбины надстройка данного цикла увеличила выработку электроэнергии на 25%, а для коммерческой ДВС увеличение выработки электроэнергии на 20%.

Рассмотренную концепцию можно применять как при разработке новых установок, так и при модернизации старых. При модернизации существующих систем можно ожидать увеличение выработки электроэнергии более чем на 20%. При комбинированном производстве тепла и электроэнергии общий электрический КПД может быть повышен до 58–60%.

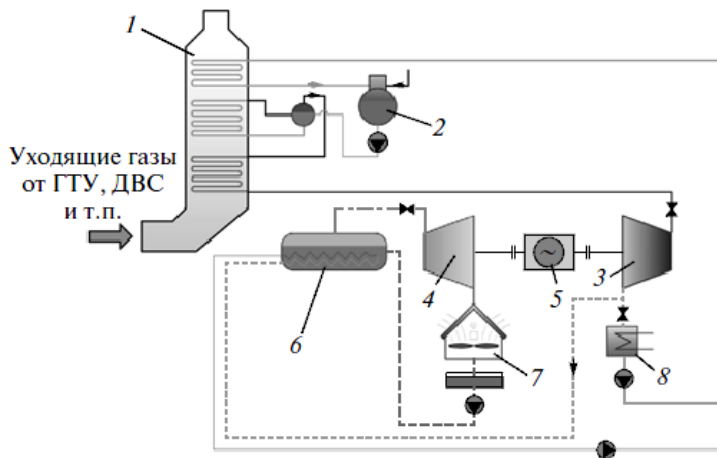


Рисунок 17 – Схема установки по концепции комплексного пароводяного органического цикла Ренкина: 1 – котел_утилизатор; 2 – деаэрактор; 3 – паровая турбина с противодавлением; 4 – бутановая турбина; 5 – электрогенератор; 6 – генератор бутанового пара; 7 – конденсатор бутана; 8 – подогреватель сетевой воды

8.1 Трехкаскадная система рекуперации тепла на основе диоксида углерода CO₂

Как было сказано ранее, технология комбинирования нескольких тепловых циклов в одну единую энергетическую систему осуществляется с целью повышения утилизации тепловой энергии отработанных рабочих тел, используемой нерационально.

Поскольку полезность и качество тепловой энергии рабочего тела определяется его доступной температурой, то потенциальную к повторному использованию тепловую энергию можно разделить на 3 категории на основе диапазона рабочих температур:

Низкого качества ($t \leq 232$ °C);

Среднего качества ($232 > t \leq 649$ °C);

Высокого качества ($t \geq 650$ °C).

Как правило, температура выхлопных газов ГТУ и ГПА находится в диапазоне среднего качества.

На газотурбинных электростанциях паросиловой цикл и нижний цикл обычно объединяются для утилизации отработанного тепла в дымовых газах, что позволяет реализовать каскадное использование энергии. Однако температура выхлопных газов газовой турбины не всегда идеально соответствует температуре парового цикла нижнего энергетического цикла для обеспечения наивысшей тепловой эффективности.

Поэтому очень важно согласовать параметры выхлопных газов газовой турбины и рабочей среды энергетического цикла.

В тех случаях, когда в энергетической системе не требуется выработка и отпуск тепловой энергии потребителю в виде пара, возможен переход на систему без использования пароводяного цикла, полностью на низкокипящих рабочих телах.

Если в котле-утилизаторе ПГУ вся тепловая энергия поступенчато передается пароводяному контуру для достижения наиболее хороших параметров пара для привода 1 турбины, то в циклах на низкокипящих рабочих телах не требуется такой тщательной подготовки рабочего тела для испарения и привода турбины, и вся тепловая энергия продуктов сгорания может быть передана нескольким каскадам рабочих тел для привода нескольких турбин.

В последние годы многие ученые проводили исследования по рекуперации сбросного тепла с помощью сверхкритического диоксида углерода ($s\text{-CO}_2$), так данное рабочее тело отлично подходит для тепловой энергии среднего и высокого качества.

В работе [3] проводится исследование систем, основанных на рекуперации тепла с использованием сверхкритического, транскритического циклов диоксида углерода и органического цикла Ренкина. Авторами отмечается, что в ходе исследований различных схем с циклами на альтернативных рабочих телах, были сделаны

выводы о том, что рекомпрессионный цикл s-CO₂ имеет самый высокий КПД и тепловую мощность. Большинство систем комбинированных циклов имеют рекомпрессионный цикл Брайтона на s-CO₂ в качестве верхнего и нижнего цикла в сочетании с циклами на t-CO₂, ОЦР и абсорбционного холодильного цикла.

В данной статье предлагается следующая конфигурация комбинированной энергетической системы рекуперации тепла выхлопных газов ГТУ, представленной на рисунке 18.

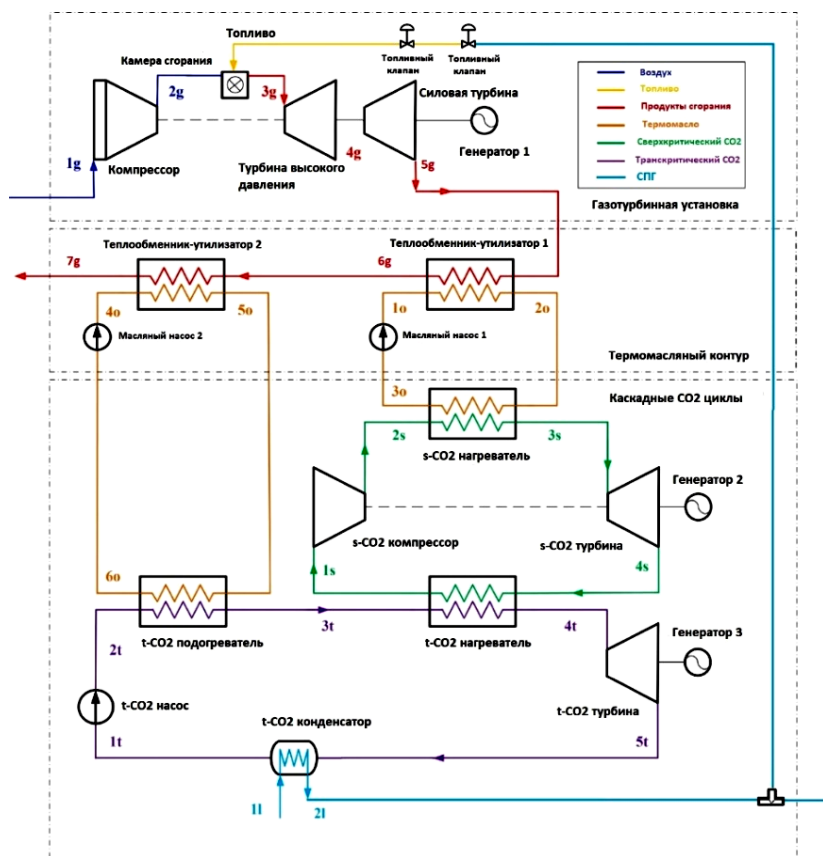


Рисунок 18 – Схема комбинированной установки с каскадами на CO₂

Из анализа схемы установки, представленной на рисунке 18, можно отметить, что количество теплоэнергетического и электрогенерирующего оборудования значительно увеличивается, так как в данном цикле утилизация тепловой энергии выхлопных газов происходит постепенно на нескольких каскадах с разными температурными диапазонами.

Данная энергетическая система состоит из нескольких контуров на 4 разных рабочих телах:

- выхлопные газы ГТУ;
- термомасло;
- сверхкритический CO_2 ;
- транскритический CO_2 .

Первоисточником тепла в данной системе является газотурбинная установка. Тепловая энергия уходящих в атмосферу продуктов сгорания от газовой турбины сначала передается каскаду цикла Брайтона на сверхкритическом диоксиде углерода через контур термомасла. Еще один контур с термомаслом предварительно подогревает рабочее тело в каскаде цикла Ренкина на транскритическом диоксиде углерода от остаточного тепла выхлопных газов. Два каскада с рабочим телом в виде диоксида углерода связаны друг с другом через РСНЕ-теплообменник, для того чтобы тепло в цикле Брайтона от сверхкритического CO_2 передавалось циклу Ренкина на транскритическом диоксиде углерода. В обоих циклах на CO_2 присутствует турбина, поэтому к ним на вал устанавливаются электрогенераторы, как и в ГТУ, для выработки электрической энергии. Контур транскритического диоксида углерода охлаждается в конденсаторе до отрицательных температур потоком сжиженного природного газа (СПГ), тем самым повышая эффективность системы в целом. Часть испаренного природного газа расширяется до давления на входе в камеру сгорания ГТУ и используется как топливо для

привода турбины. Предполагается, что данная электрогенерирующая система располагается вблизи терминала импорта природного газа, поэтому остальная часть СПГ направляется дальше в сеть распределения природного газа.

Данная конфигурация установки имеет ряд преимуществ.

Последовательная каскадная рекуперация тепловой энергии выхлопных газов двумя теплообменниками-утилизаторами с целью использования всего тепла уходящих газов;

Наличие контуров с термомаслом, так как прямая передача тепла от выхлопных газов к потокам CO_2 требует дорогостоящих и больших по размерам теплообменников высокого давления из-за низких коэффициентов теплопередачи и высокого объемного расхода со стороны выхлопных газов;

Тепло отработанных газов из цикла $s\text{-CO}_2$ рекуперироваться в цикл $t\text{-CO}_2$ повышая общую эффективность системы;

Топливный поток СПГ служит теплоотводом цикла транскритического диоксида углерода, что позволяет повысить выходную мощность ГТУ за счет подогрева топлива.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Соловьев, Ю.П. Проектирование теплоснабжающих установок для промпредприятий / Ю.П. Соловьев. – М. : «Энергия», 1968. – 312 с.
2. СП 124.13330.2012 Тепловые сети. Актуализированная редакция СНиП 41-02-2003– Введ. 2013-01-01. – М.: 2012 г. – 73 с.
3. Томаров, Г.В., Рабенко, В.С., Буданов, В.А. Мини-ТЭЦ на основе когенерационных технологий / Г.В. Томаров, В.С. Рабенко, В.А. Буданов // Вестник Ивановского гос. энерг. ун-та. – 2008. – №2. – с.26-30.
4. Постановление Правительства РФ от 27.12.2010 N 1172 (ред. от 13.05.2020) «Об утверждении Правил оптового рынка электрической энергии и мощности и о внесении изменений в некоторые акты Правительства Российской Федерации по вопросам организации функционирования оптового рынка электрической энергии и мощности» – Принято 27.12.2010.
5. Костин, Д.А. Эффективность применения газопоршневых установок на базе поршневых двигателей в энергетических комплексах : дис. канд. техн. наук. / Дмитрий Александрович Костин. – Саратов, 2017. – 153 с.
6. Кама Энергетика. Газопоршневая электростанция CUMMINS C2000N5C [Электронный ресурс]. – URL: <https://www.kama-e.ru/catalog/gazoporshnevie-jelektrostantsii/product/c2000n5c/>
7. ГОСТ 15518-87 Аппараты теплообменные пластинчатые. Типы, параметры и основные размеры. – Введ. 01.01.90. – М.: Издательство стандартов, 1987. – 29 с.
8. Калимуллин, Р.Ф. Тепловой расчет автомобильных газовых двигателей: методич. указан. к курс. проек. / Р.Ф. Калимуллин, С.В. Горбачев. А.А. Филиппов. – Оренбург: ГОУ ОГУ, 2007. – 40 с.
9. Таранова, Л.В. Теплообменные аппараты и методы их расчета: учебное пособие / Л.В. Таранова. – 2-е изд., перераб. и доп. – Тюмень: ТюмГНГУ, 2012, – 198 с.

Учебное издание

*Некрасова Светлана Олеговна
Тремкина Ольга Витальевна*

**РАСЧЁТ ПАРАМЕТРОВ ИСТОЧНИКОВ
АВТОНОМНОГО ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЯ**

Учебное пособие

Редакционно-издательская обработка
издательства Самарского университета

Подписано в печать 18.12.2023. Формат 60×84 1/16.

Бумага офсетная. Печ. л. 4,75.

Тираж 27 экз. Заказ № . Арт. – 27(Р2УП)/2023.

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА»
(САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)
443086, САМАРА, МОСКОВСКОЕ ШОССЕ, 34.

Издательство Самарского университета.
443086, Самара, Московское шоссе, 34.