

**МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ЭКОНОМИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

КОЛЛЕДЖ БИЗНЕСА И ТЕХНОЛОГИЙ

УТВЕРЖДАЮ

Директор колледжа

Л.Ф. Пелевина

31 августа 2019 г.



**Г.С. ЛЕПЯХОВА
КУРСОВОЕ И ДИПЛОМНОЕ
ПРОЕКТИРОВАНИЕ**

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

В методических указаниях приведены варианты тем для курсового и дипломного проектирования. Даны методики теплового расчета котлоагрегатов, теплообменного аппарата, годовых расходов тепла, рекомендации по выбору основного оборудования. Справочные сведения необходимые для выполнения курсовых работ и дипломных проектов.

Материалы, изложенные в методических указаниях определяют цели, задачи, порядок выполнения, а также содержат требования к оформлению курсового и дипломного проекта, дают возможность студентам приобрести практические навыки, более глубоко усвоить теоретические положения, которые необходимы для разработки тематики дипломных проектов, а так же ознакомиться с действующими нормативно-правовыми материалами. Так же являются частью учебно-методического комплекса (УМК) по МДК 01.01, МДК 01.03 и ФГОС 3+.

Методические указания предназначены для студентов техникумов, обучающихся теплотехническим специальностям; могут быть полезны преподавателям.

Оглавление

Введение	4
Часть первая. Курсовое и дипломное проектирование	5
Глава 1. Курсовое проектирование (МДК 01.01. - Эксплуатация, расчет и выбор систем тепло- и топливоснабжения)	5
1.1 Исходные данные для курсового проекта	5
1.2. Состав топлива.....	5
1.3.Определение объемов продуктов сгорания	5
1.4.Определение энтальпии воздуха и продуктов сгорания.....	8
1.5. Тепловой баланс котлоагрегата и расход топлива.....	10
1.6. Расчет теплообмена в топке	13
1.7. Расчет конвективных поверхностей нагрева.....	18
1.8. Расчет водяного экономайзера.....	24
Часть вторая. Дипломное проектирование	28
Глава 3. Организация дипломного проектирования.....	28
3.1. Цели и задачи дипломного проектирования.....	28
3.2. Тематика дипломного проектирования.....	28
3.3. Расчет тепловых нагрузок.....	30
3.4. Расчет пластинчатого теплообменного аппарата.....	32
3.5. Расчет теплопроизводительности котельной, выбор котлов.....	35
3.6. Выбор горелочных устройств.....	36
3.7. Выбор насосного оборудования.....	36
3.8. Химводоочистка.....	37
3.9. Топливоснабжение.....	37
3.10. Удаление продуктов сгорания.....	38
3.11 Автоматизация.....	38
Глава 4. Оформление курсового и дипломного проекта.....	39
ПРИЛОЖЕНИЯ	40

ВВЕДЕНИЕ

В методических указаниях приведены материалы, необходимые для курсового и дипломного проектирования систем теплоснабжения. Промышленные предприятия и жилищно-коммунальный сектор потребляют огромное количество теплоты на технологические нужды, вентиляцию, отопление и горячее водоснабжение. Тепловая энергия в виде пара и горячей воды вырабатывается теплоэлектроцентралями, производственными и районными отопительными котельными, БМК. Котельные должны обеспечить бесперебойное и качественное теплоснабжение предприятий, и потребителей жилищно-коммунального сектора. Повышение надежности и экономичности теплоснабжения в значительной мере зависит от качества работы оборудования и рационально спроектированной тепловой схемы источника теплоты. Основной целью является определение основных показателей работы оборудования, а также реконструктивных мероприятий, обеспечивающих высокую надежность и экономичность его эксплуатации при заданных условиях.

В процессе выполнения курсовых и дипломных работ студенты должны приобрести практические навыки в расчетах, более глубоко усвоить теоретические положения и ознакомиться с действующими нормативными материалами.

В методических указаниях рассматривается круг вопросов, связанных с выбором источника теплоснабжения, а также с тепловыми расчетами, выбором основного и вспомогательного оборудования.

Часть первая. Глава 1. Курсовое проектирование «МДК 01.01.
Эксплуатация, расчет и выбор систем тепло- и топливоснабжения»

Для студентов теплоэнергетических специальностей техникумов при выполнении курсовой работы рекомендуется производить поверочный расчет с элементами конструктивного расчета отдельных поверхностей нагрева (водяной экономайзер). При курсовом проектировании рекомендуется производить поверочный тепловой расчет паровых котлов горизонтальной ориентации типов ДЕ.

1.1. Исходные данные для курсового проекта на тему «Поверочный расчет котла типа ДЕ»

Для выполнения поверочного теплового расчета котлоагрегата расчетное задание должно содержать следующие исходные данные:

- а) конструктивные характеристики его элементов;
- б) газопровод, для мазута — класс;
- в) паропроизводительность агрегата: D , т/ч
- г) давление, выходящего из агрегата пара;
- д) температура питательной воды $t_{пв}$;
- е) величина непрерывной продувки.

1.2. Состав топлива

Исходя из указанного в задании конкретного топлива определяется его элементарный состав и расчетные характеристики, согласно приложению 3 для жидкого топлива, согласно приложению 4 — для газообразного. Состав жидкого топлива приводится в процентах по весу, состав газообразного — в процентах по объему.

1.3. Определение объемов продуктов сгорания

Объемы воздуха и продуктов сгорания топлива, а в дальнейшем энтальпии воздуха и продуктов сгорания рассчитываются на 1 кг жидкого топлива или на 1 м³ газообразного. При расчете объемов дымовых газов предполагается, что происходит полное сгорание топлива, т.е. содержание горючих компонентов в продуктах сгорания (СО, Н₂, СН₄ и др.) принимается равным нулю [4].

Теоретическое количество, сухого воздуха, необходимого для полного сгорания жидкого и газообразного топлива (при $\alpha_T=1$) может быть определено по формуле (м³/кг)

$$V^0 = 0,0889(C^P + 0,375S_{op+k}^P) + 0,265H^P - 0,0333O^P \quad (1.1)$$

Теоретические объемы продуктов сгорания, полученные при полном сгорании топлива с теоретически необходимым количеством воздуха ($\alpha=1$), могут быть определены по формуле:

Теоретический объем азота ($\text{м}^3/\text{кг}$)

$$V_{N_2}^0 = 0,79V^0 + 0,8 \frac{N^P}{100} \quad (1.2)$$

Объем трехатомных газов ($\text{м}^3/\text{кг}$)

$$V_{RO_2} = 1,866 \left(\frac{C^P + 0,375S_{op}^P + k}{100} \right) \quad (1.3)$$

Теоретический объем водяных паров ($\text{м}^3/\text{кг}$)

$$V_{H_2O}^0 = 0,111 H^P + 0,0124 W^P + 0,0161 V^0 \quad (1.4)$$

Объем воздуха, необходимого для сжигания 1 м^3 сухого газообразного топлива (при $\alpha = 1$), может быть определен по формуле ($\text{м}^3/\text{м}^3$)

$$V^0 = 0,0476 [0,5CO + 0,5H_2 + 1,5H_2S + \sum (m + \frac{n}{4}) C_m H_n - O_2] \quad (1.5)$$

Теоретические (минимальные) объемы продуктов сгорания по формулам:
Теоретический объем азота (м^3)

$$V_{N_2}^0 = 0,79V_0 + \frac{N_2}{100} \quad (1.6)$$

Объем трехатомных газов ($\text{м}^3/\text{м}^3$)

$$V_{RO_2} = 0,01 [CO_2 + CO + H_2S + \sum C_m H_n] \quad (1.7)$$

Теоретический объем водяных паров ($\text{м}^3/\text{м}^3$)

$$V_{H_2O}^0 = 0,01 \left[H_2S + H_2 + \sum \left(\frac{n}{2} \right) C_m H_n - 0,124 d_{г.тл} \right] + 0,0161 V^0 \quad (1.8)$$

Где: $d_{г.тл}$ - влагосодержание газообразного топлива, отнесенное к 1 м^3 сухого газа, $\text{г}/\text{м}^3$.

В котлоагрегате коэффициент избытка воздуха α всегда больше 1.

Коэффициент избытка воздуха в топке (α_T) принимается в зависимости от типа топочного устройства и рода сжигаемого топлива, указанного в таблице 1.1.

Таблица 1.1 - Показатели коэффициента избытка воздуха

Вид топлива	Природный газ	Мазут
α_T	1,05-1,1	1,15-1,2

Величина коэффициента избытка воздуха в отдельных сечениях газового тракта для котлоагрегатов с уравновешенной тягой определяется путем последовательного суммирования коэффициента избытка воздуха в топке с присосами в газоходах, расположенных между топкой и рассматриваемым сечением [4].

Например: $\alpha=1,1$, далее следует I и II котельные пучки. Коэффициент избытка воздуха после первого пучка будет определяться:

$\alpha_I = \alpha_T + \Delta\alpha_I$, коэффициент избытка воздуха соответственно после первого пучка;

$\alpha_{II} = \alpha_I + \Delta\alpha_{II}$ – коэффициент избытка-воздуха соответственно после второго пучка;

где: $\Delta\alpha_I$ и $\Delta\alpha_{II}$ – присосы воздуха соответственно в первом и втором котельных пучках.

Расчетные величины присосов воздуха в отдельных элементах парового котла при номинальной нагрузке определяются согласно приложению 5.

Действительные объемы продуктов сгорания топлива определяются при соответствующих значениях α .

При избытке воздуха $\alpha > 1$ расчет объемов продуктов сгорания для любого вида топлива, а также некоторых величин, необходимых для дальнейшего расчета, ведется по следующим формулам:

Объем водяных паров ($\text{м}^3/\text{кг}$)

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161(\alpha_{cp} - 1) V^0 \quad (1.9)$$

Объем дымовых газов

$$V_{\Gamma} = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O} + (\alpha_{cp} - 1) V^0 \quad (1.10)$$

Объемные доли трехатомных газов и водяных паров

$$r_{RO_2} = \left(\frac{V_{RO_2}}{V_r} \right); r_{H_2O} = \left(\frac{V_{H_2O}}{V_r} \right) \quad (1.11)$$

1.4. Определение энтальпии воздуха и продуктов сгорания

Энтальпии дымовых газов на 1 кг или на 1 м³ топлива подсчитывается по формулам (кДж/кг или кДж/м³) [4]

$$I = I_r^0 + (\alpha - 1)I_B^0 \quad (1.12)$$

Энтальпия газов при коэффициенте избытка воздуха $\alpha=1$ и температуре газов $^{\circ}\text{C}$ (кДж/кг или кДж/м³)

$$I_r^0 = V_{RO_2}(Cv)_{H_2O} + V_{N_2}^0(Cv)_{N_2} + V_{H_2O}^0(Cv)_{H_2O} \quad (1.13)$$

Энтальпия теоретически необходимого воздуха(его количества) при нормальных условиях (кДж/кг или кДж/м³)

$$I_B^0 = V^0(Cv)_B \quad (1.14)$$

Энтальпия 1 м³ влажного воздуха (Cv), углекислого газа. (Cv)_{CO₂}, азота (Cv)_{N₂} и водяных паров (Cv)_{H₂O} определяются по приложению Ж.

$$I_x = \frac{I_6 + I_M}{100} (t_{изв} - t_M) + I_M \quad (1.15)$$

или наоборот по энтальпии продуктов сгорания их температуру

$$t_x = t_M + \frac{I_{изв} - I_M}{I_6 - I_M} \cdot 100 \quad (1.16)$$

Производится линейная интерполяция в интервале температур I_M, I_6 – энтальпии соответствующие большей и меньшей температурам искомого интервала температур.

$T_{изв}$ -температура, для которой вычисляется энтальпии искомого интервала, $^{\circ}\text{C}$

$I_{изв}$ -энтальпия, по значению которой определяется температура

Результаты расчета энтальпии воздуха и продуктов сгорания сводятся в таблицу 1.2

Таблица 1.2 – Определение энтальпии воздуха и продуктов сгорания

Поверхность нагрева	Температура после поверхности	$I_B^0 = V^0(c\vartheta)$	$I_\Gamma^0 = V_{RO_2}(c\vartheta)_{RO_2} +$ $+ V_{N_2}^0(c\vartheta)_{N_2} +$ $+ V_{H_2O}^0(c\vartheta)_{H_2O}$	$I_{изб}^B = (\alpha - 1)$	$I = I_\Gamma^0 + I_{изб}^B$
Топка	2000				
	1900				
	1800				
	1700				
	1600				
	1500				
	1400				
	1300				
	1200				
	1100				
	1000				
	900				
	800				
Конвективные пучки	800				
	700				
	600				
	500				
	400				
	300				
	200				
Водяной эконо- майзер	300				
	200				
	100				

1.5. Тепловой баланс котлоагрегата и расход топлива

Уравнение теплового баланса котлоагрегата составляется для определения КПД парового котла и расхода топлива. Составление теплового баланса заключается в установлении равенства между располагаемым теплом Q_p^p и суммой полезно используемого тепла и тепловых потерь Q_2, Q_3, Q_4, Q_5 . Уравнение теплового баланса имеет вид (кДж/кг или кДж/нм³) [4]

$$Q_p^p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_5 \quad (1.17)$$

где Q_p^p – располагаемое тепло топлива, кДж/кг или кДж/нм³;

Q_1 – полезно использованное в паровом котле тепло (тепло переданное пару или горячей воде), кДж/кг или кДж/нм³;

Q_2 – потеря тепла с уходящими дымовыми газами, кДж/кг, нДж/нм³;

Q_3 – потеря тепла от химической неполноты сгорания обусловленная суммарной теплотой сгорания продуктов неполного горения остающихся в дымовых газах, кДж/кг или кДж/нм³;

Q_5 – потеря тепла от наружного охлаждения, кДж/кг или кДж/нм³;

Располагаемое тепло на 1 кг жидкого топлива или на 1 м³ газообразного определяется соответственно по формулам (кДж/кг)

$Q_p^p = Q_H^p + Q_{в.вн} + i_{тл} + Q_{\phi} - Q_k$, кДж/кг — для жидкого топлива

$Q_p^p = Q_H^c + Q_{в.вн} + i_{тл}$, кДж/м³ – для газообразного топлива,

где Q_H^p – низшая теплота сгорания рабочей массы жидкого топлива.

Q_H^c – низшая теплота сгорания сухой массы газообразного топлива, которые соответственно принимаются для типового топлива по приложению 3,4;

$Q_{в.вн}$ – тепло, внесенное поступающим в парогенератор воздухом, при подогреве его вне агрегата (в курсовом проекте принимается равным нулю);

$i_{тл}$ – физическое тепло топлива, определяемое по температуре и теплоемкости топлива

$$i_{тл} = C_{тл} t_{тл} \quad (1.18)$$

Температура мазута определяется его подогревом и обычно составляет $t_{тл}=90-130$ °С.

Теплоемкость мазута (кДж/кг⁰С)

$$C_{тл}^M = 1,74 + 0,0025 t_{тл} \quad (1.19)$$

Q_{ϕ} — тепло, вносимое в паровой котел при паровом распыливании жидкого топлива (кДж/кг)

$$Q_{\phi} = 0,35(i_{\phi} - 2520), \quad (1.20)$$

где i_{ϕ} — энтальпия пара, поступающие на распыливание мазута.

В курсовом проекте Q_{ϕ} принимается равным нулю.

Учитывая выше изложенное, получаем:

а) для мазута

$$Q_p^p = Q_n^p + i_{\text{ТЛ}} \quad (1.21)$$

б) для газообразного топлива

$$Q_p^p = Q_n^c \quad (1.22)$$

Коэффициент полезного действия (брутто) котла определяется по формулам (%)

$$\eta_{\text{бр}} = \frac{Q_{\text{пг}}}{Q_p^p B_{\text{пг}}} \quad (1.23)$$

$$\eta_{\text{бр}} = \frac{Q_{\text{в.к}}}{Q_p^p B_{\text{в.к}}}, \quad (1.24)$$

где $Q_{\text{пг}}$ — полезная мощность парового котла, кВт; $Q_{\text{в.к.}}$ — полезная мощность водогрейного котла, кВт, $B_{\text{пг}}$ и $B_{\text{в.к.}}$ — расход топлива паровым и водогрейным котлом, кг/с или м³/с

Потеря тепла с уходящими газами определяется как разность энтальпий продуктов сгорания на выходе из парового котла и холодного воздуха (%)

$$q_2 = \frac{(I_{\text{yx}} - \alpha_{\text{yx}} I_{\text{хв}}^0) 100}{Q_p^p}, \quad (1.25)$$

где I_{yx} — энтальпия уходящих газов при соответствующем избытке воздуха α_{yx} и температуре t_{yx} определяется по таблице 1.2.

α_{yx} — коэффициент избытка воздуха в уходящих газах;

$I_{\text{хв}}^0$ — энтальпия холодного воздуха при температуре $t_{\text{хв}} = 30^\circ\text{C}$.

Для паровых котлов с низким давлением с паровыми поверхностями нагрева температуру уходящих дымовых газов рекомендуется принимать не менее следующих значений (°C):

Природный газ.....120-130

Мазут150-160

Потеря тепла от химической неполноты сгорания q_3 определяется по приложению Е.

Потеря тепла от наружного охлаждения q_5 определяется по формуле (%)

$$q_5 = q_{5\text{ном}} \left(\frac{D_n}{D} \right) \quad (1.26)$$

Потеря тепла от наружного охлаждения принимается по данным таблицы 1.3.($q_{5\text{ном}}$)

Таблица 1.3 – Потеря тепла от наружного охлаждения

Номинальная производительность котла, кг/с (т/ч)	Потеря теплоты в процентах, %	
	Собственно, котел с хвостовыми поверхностями	
0,55(2)	3,4	3,8
1,11(4)	3,1	2,9
1,67(6)	1,6	2,4
2,22(8)	1,2	2,0
2,78(10)	-	1,7
4,16(15)	-	1,5
5,55(20)	-	1,3
8,33(30)	-	1,2
11,11(40)	-	1,0
16,66(60)	-	0,9
22,22(80)	-	0,8
27,77(100)	-	0,7
55,55(200)	-	0,6

Итак, определив все потери в котлоагрегате, рассчитывают его КПД ($\eta_{бр}$) по приведенной выше формуле.

Полное количество тепла, полезно отданное в паровом котле для парогенераторов малой мощности (кВт)

$$Q_{\text{пг}} = D_{\text{н.п.}}(i_{\text{н.п.}} - i_{\text{пв}}) + D_{\text{пр}}(i_{\text{кип}} - i_{\text{пв}}) \quad (1.27)$$

$$Q_{\text{в.к}} = G_{\text{в}}(i_{\text{г.в}} - i_{\text{х.в}}) \quad (1.28)$$

$D_{\text{н.п.}}$ - количество выработанного перегретого или насыщенного пара, кг/с;

$i_{\text{н.п.}}$ - энтальпия насыщенного пара, кДж/кг;

$i_{\text{пв}}$ - энтальпия питательной воды на входе в паровом котле, кДж/кг;

$D_{\text{пр}}$ - расход воды на продувку парового котла, кг/час;

$i_{\text{кип}}$ - энтальпия кипящей воды в барабане парового котла, кДж/кг. При величине продувки меньше 2% - расход тепла на подогрев продувочной воды не учитывается.

Определение расхода топлива.

Расход топлива, подаваемого в топку, определяется по формуле (кг/с, м³/с)

$$B_{\text{пг}} = \frac{Q_{\text{пг}}}{Q_{\text{р}}^{\text{р}} \eta_{\text{бр}}} 100 \quad (1.27)$$

$$B_{\text{вк}} = \frac{Q_{\text{вк}}}{Q_{\text{р}}^{\text{р}} \eta_{\text{бр}}} 100 \quad (1.28)$$

1.6. Расчет теплообмена в топке

Поверочный расчет топки действующего или серийного парового котла на заданное топливо и заданный режим выполняется с целью определения соответствия характеристики топки и ее элементов заданным условиям и определения ее температурного режима, конкретно это выражается в определении температуры дымовых газов на выходе из топки по заданным конструктивным характеристикам топки.

Необходимо предварительно оценить температуру газов на выходе из топки $v''_{\text{т}}$. Приблизительно для паровых котлов малой мощности принять:

для жидкого топлива 1000 — 1050°C, для газа 1050 — 1100°C. [4]

Соответствующая этой температуре энтальпия дымовых газов определяется по таблице 1.2. при $\alpha_{\text{т}}$.

Определяется полное тепловыделение в топке по формуле (кДж/кг или кДж/м³)

$$Q_{\text{т}} = \frac{Q_{\text{р}}^{\text{р}}(100 - q_3)}{100} + Q_{\text{в}} \quad (1.29)$$

где $Q_{\text{в}}$ – тепло, вносимое в топку горячим и холодным воздухом

$$Q_{\text{в}} = I_{\text{гв}}^0(\alpha_{\text{т}} - \Delta\alpha_{\text{т}} - \Delta\alpha_{\text{пл}}) + I_{\text{хв}}^0(\Delta\alpha_{\text{т}} + \Delta\alpha_{\text{пл}}) \quad (1.28)$$

Для расчета котлов типа ДЕ формула примет вид:

$$Q_B = I_{XB}^0 \cdot \alpha_T \quad (1.29)$$

Теплосодержание теоретически необходимого количества воздуха I^0 определяются по таблице 1.3. I_{XB}^0 при температуре холодного воздуха $t_{XB}=30^\circ\text{C}$ определяется по формуле:

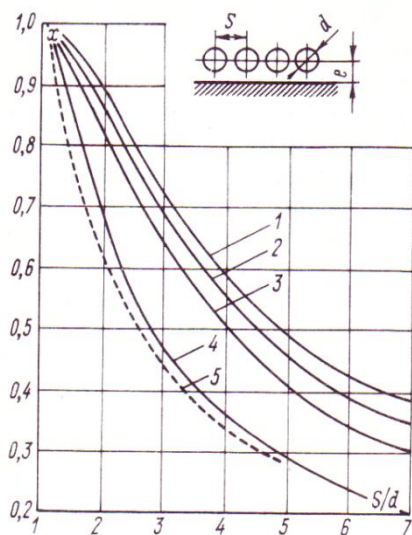
$$I_{XB}^0 = 39,8V_0 \quad (1.30)$$

$\Delta\alpha_T$ -величина присосов в топке

Определяется, коэффициент тепловой эффективности экранов, равный произведению углового коэффициента экрана на коэффициент учитывающий загрязнения:

$$\psi = x\xi \quad (1.31)$$

X-угловой коэффициент однорядного гладкотрубного экрана, который определяется по рисунку 1



1 — при расстоянии от стенки $l \geq 1,4d$;
 2 — при $l = 0,8d$; 3 — при $l = 0,5d$; 4 —
 при $l = 0$; 5 — без учета излучения об-
 муровки при $l \geq 0,5d$

Рисунок 1 - Коэффициент однорядного гладкотрубного экрана

Коэффициент ξ учитывающий снижение тепловосприятости вследствие загрязнения или закрытия изоляцией поверхностей принимается по таблице 1.4

Таблица 1.4 – Коэффициент тепловосприятости поверхности

Тип экрана	Род топлива	Коэффициент
Открытые гладкотрубные и плавниковые экраны	Газообразное топливо	0,65
	Мазут	0,55

Определяется эффективная толщина излучающего слоя (м)

$$S = 3,6 \frac{V_T}{F_{CT}} \quad (1.32)$$

где V_T и F_{CT} – объем и поверхность стен топочной камеры (из конструктивных характеристик котла, приложение 6,7)

$$k = k_{\Gamma} r_{\Pi} + k_C \quad (1.33)$$

где r_{Π} – суммарная объемная доля трехатомных газов

Определяется коэффициент ослабления лучей трехатомными газами

$$k_{\Gamma} = \left(\frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{3,16\sqrt{p_1 s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T_{\Gamma}''}{1000} \right) \quad (1.34)$$

где $P_p = p_r$ – парциальное давление трехатомных газов, p – давление в топочной камере котлоагрегата (для агрегатов, работающих без наддува принимается 0,1 МПа)

объемная доля водяных паров r_{H_2O} и трехатомных газовая определены по формуле 1.11. Температура принимается равной температуре газов на выходе из топки T_{Γ}'' (по предварительной оценке).

Определяется коэффициент ослабления лучей сажи частицами K_C (м МПа)⁻¹

$$K_C = 0,3(2 - \alpha_T) \left(1,6 \left(\frac{T_{\Gamma}''}{1000} \right) - 0,5 \right) \left(\frac{C_P}{H^P} \right), \quad (1.35)$$

где $\frac{C_P}{H^P}$ – соотношение содержания углерода и водорода в рабочей массе топлива. При сжигании природного газа

$$\frac{C_p}{H^p} = \frac{0,12 \sum m}{n C_m H_n} \quad (1.36)$$

где m и n – количество атомов углерода и водорода в соединении.

В результате имеем:

Коэффициент ослабления лучей для светящегося пламени складывается из коэффициентов ослабления лучей трехатомными газами и сажистыми частицами, $\frac{1}{m \text{ МПа}}$

$$K = K_r \cdot r_n + K_c \quad (1.37)$$

Для котлов, работающих без наддува и с наддувом, не большим 0,105 МПа принимается $p = 0,1 \text{ МПа}$

Определяется степень черноты факела a_ϕ

Для жидкого и газообразного топлива степень черноты факела определяется по формуле:

$$a_\phi = m a_{св} + (1 - m) a_r \quad (1.38)$$

где a_ϕ и a_r степень черноты, какой обладал бы факел при заполнении всей топки соответственно только светящимся пламенем, или только не светящимися трехатомными газами; величины $a_{св}$ и a_r могут быть определены по формулам:

$$a_{св} = 1 - e^{-(k_r r_n + k_c) p s} \quad (1.39)$$

$$a_r = 1 - e^{-k_r r_n p s} \quad (1.40)$$

где m – коэффициент усреднения, зависящий от теплового напряжения топочного объема, определяется по таблице 1.5.

Доля топочного объема заполнена светящейся частью факела.

Таблица 1.5 – Коэффициент усреднения

Вид сжигаемого топлива и удельная нагрузка топочного объема	Коэффициент m
Газ при сжигании светящимся факелом с $q_v \leq 400 \text{ кВт/м}^3$	0,1
Тоже при $q_v \geq 1000 \text{ кВт/м}^3$	0,6

Мазут при $q_v \leq 400 \text{ кВт/м}^3$	0,55
То же при $q_v \geq 1000 \text{ кВт/м}^3$	1

Для камерных топок для сжигания жидкого топлива и газа

$$a_T = \frac{a_\phi}{a_\phi + (1 - a_\phi) \psi_{cp}} \quad (1.41)$$

Определяется параметр M учитывающий характер распределений температуры по высоте топки (для камерных топок принимается не более 0,5).

При сжигании мазута и газа

$$M = 0,54 - 0,2 x_T \quad (1.42)$$

Величину X_T для камерных топок при горизонтальном расположении оси и верхнем отводе газов из топки принимают равной отношению уровня расположения горелок

$$x_T = \frac{h_T}{H_T} \quad (1.43)$$

где h_T подсчитывается как расстояние от пода топки или от середины холодной воронки до оси горелок, а H_T – как расстояние от пода топки или середины холодной воронки до середины выходного окна топки.

Определяется средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания

$$V_{c_{cp}} = \frac{Q_T - I_T''}{T_A - T_T''} \quad (1.44)$$

I_T'' – энтальпия газов на выходе из топки определяется по табл. 1.2 при принятой температуре газов.

T_A – теоретическая температура горения определяется по таблице 1.2 по значению Q_T

T_T'' – температура на выходе из топки, принята по предварительной оценке

Для полуоткрытых топок для газа и мазута $M=0,48$ определяется температура газов, на выходе из топки по формуле

$$t_T'' = \frac{t_a}{M \left(\frac{5,67 \psi_{CP} F_{CT} a_T T_a^3}{10^{11} \varphi_{BP} V_{csp}} \right)^{0,6+1}} - 273,15^\circ\text{C} \quad (1.45)$$

Расчет считается верным, если полученная температура газов на выходе из топки отличается от принятой по предварительной оценке менее чем на $\pm 100^\circ\text{C}$; в противном случае расчет требуется произвести вновь.

7.13. Рассчитывается количество тепла, переданного поверхностям нагрева топки излучением

$$Q_{\text{л}} = \varphi(Q_T - I_T'' + \Delta\alpha I^0), \text{кДж/кг} \quad (1.46)$$

1.7. Расчет конвективных поверхностей нагрева

Расчет конвективных поверхностей нагрева в любом газоходе производится совместным решением двух основных уравнений: [4] уравнения теплопередачи

$$Q_T = \frac{kH\Delta t}{B_p} \quad (1.47)$$

уравнения теплового баланса

$$Q_{\text{б}} = \varphi(I' - I'' + \Delta\alpha I_{\text{прс}}^0) \quad (1.48)$$

В этих уравнениях:

Q_T — тепло, воспринятое рассчитываемой поверхностью нагрева конвекцией и излучением, отнесенное к 1кг (м^3) топлива, кДж/кг или кДж/м^3

$Q_{\text{б}}$ — тепло, отданное дымовыми газами, кДж/кг или кДж/м^3

k — коэффициент теплопередачи, отнесенный к расчетной поверхности нагрева, $\text{Вт/м}^2 \text{К}$;

Δt — температурный напор, $^\circ\text{C}$;

B_p — расчетный расход топлива, кг/с или $\text{м}^3/\text{с}$

H — расчетная поверхность нагрева м^2 ;

В конвективных пучках расчетная поверхность нагрева принимается равной полной поверхности труб с наружной (газовой) стороны.

I' и I'' — энтальпия дымовых газов на входе в поверхность нагрева и выходе из неё, кДж/кг или кДж/м^3

$\Delta\alpha I_{\text{прс}}^0$ — количество тепла, вносимого присасываемым воздухом, кДж/кг или кДж/м^3 ;

φ — коэффициент сохранения тепла, учитывающий, его потери в окружающую среду.

При поверочном расчете любой конвективной поверхности нагрева (котельный пучок) температура газов на входе (перед поверхностью нагрева) ϑ' оказывается известной из расчета предыдущей поверхности или газохода и неизвестна температура газов за поверхностью нагрева ϑ''

Задаемся двумя температурами газов на выходе из ступени (для курсового проекта рекомендуются температуры 200 и 400, либо 300 и 400°C). Параллельно ведется 2 идентичных расчета, по окончании которых получает два значения тепловосприятия найденных по тепловому балансу Q_6 , и два значения, найденных по уравнению теплопередачи Q_T . По полученным величинам строят график.

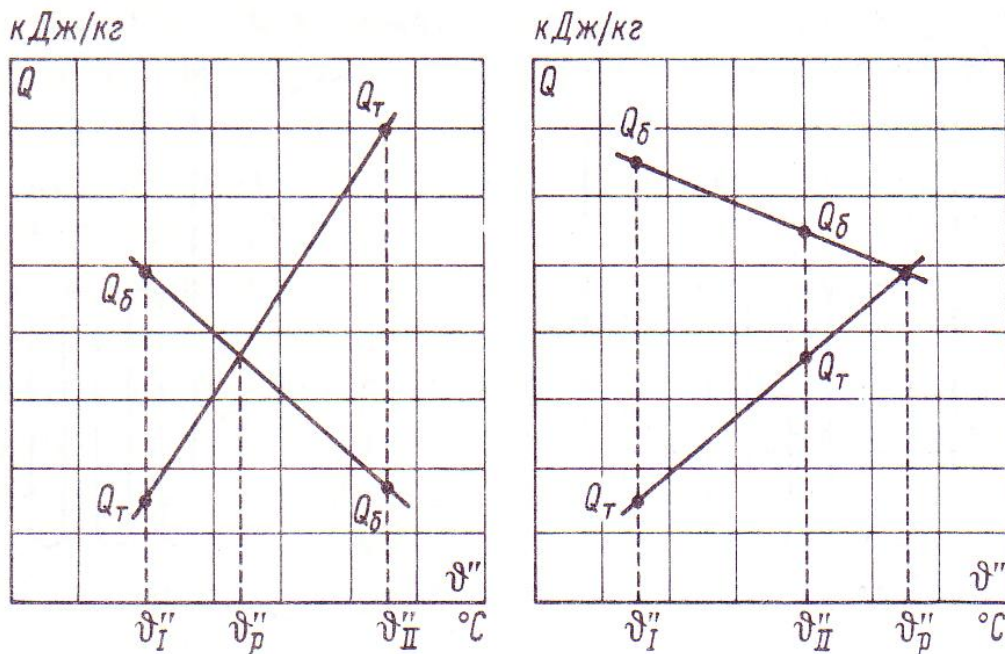


Рисунок 2 – Графическое определение расчетной температуры

Расчет котельных пучков и фестона можно производить в следующей последовательности.

Определяют конструктивные характеристики поверхности нагрева.
Поверхность нагрева газохода

$$H = \pi d l n, \text{ м}^2 \quad (1.49)$$

где d – наружный диаметр труб, м
 l – Длина труб, расположенных в газоходе
 n – Общее число труб.

Принимается согласно конструктивным характеристикам котла

S_1 - поперечный шаг труб, м;
 S_2 – продольный шаг труб, м;
 Z_1 – число труб в ряду;
 Z_2 – число рядов труб по ходу газов.

Живое сечение для прохода газов при поперечном обмывании труб (м²)

$$F = av - Z_1 ld \quad (1.50)$$

Где: а, в – размеры газохода, м;
 l – Омываемая газами длина трубы, м;
 d – Наружный диаметр, м;
 Z_1 - число труб в ряду.

Предварительно принимаются два значения температуры продуктов сгорания после рассчитанного газохода. В дальнейшем расчет весь расчет ведется для двух предварительно принятых температур.

Составляется уравнение теплового баланса, по которому определяется тепло, отданное газами

$$Q_{\phi} = \phi(I' - I'' + \Delta\alpha_K I_{nrc}^0) \quad (1.51)$$

Где: I' и I'' - энтальпия газов на входе в пучок и на выходе, кДж/кг, $\Delta\alpha_K$ - присос воздуха в конвективную поверхность нагрева, определяется как разность коэффициентов избытка воздуха на входе и выходе из нее.

I_{nrc}^0 - энтальпия присосанного в конвективную поверхность нагрева воздуха при $t_b = 30^\circ\text{C}$ определяется по формуле

$$I_{xb}^0 = 39,8V^0 \quad (1.55)$$

Определяется температурный напор.

Для кипяtilьных труб температура воды постоянна (равна температуре кипения при давлении в барабане котла) поэтому температурный напор не – зависит от схемы движения обеих сред.

Для котельного пучка температурный напор может быть определен по Формуле среднеарифметической разности температур (°C)

$$\Delta t = \nu - t_K, \quad (1.56)$$

где t_K - температура кипения воды при давлении в барабане котла, °C

ν – Средняя температура газов $\nu = \frac{(\nu' + \nu'')}{2}$, °C.

ν' , ν'' – температура продуктов сгорания на входе и выходе из нее.

Для определения по номограмме коэффициента теплоотдачи конвекцией α_H необходимо подсчитать скорость газов в газоходе (м/с)

$$W_\Gamma = \frac{B_P V_\Gamma (\nu + 273)}{F 273}, \quad (1.57)$$

где B_P — расчетный расход топлива, кг/с, м³/с

V_Γ — объем продуктов сгорания при нормальных условиях, определённый по таблице 1, м³/кг.

ν — Средняя, температура газового потока, °C;

F — Живое сечение для прохода газов; м²

Определяют, коэффициент теплоотдачи конвекцией α_K (Вт/м² К)

$$\alpha_K = \alpha_H C_z C_s C_\phi, \quad (1.58)$$

где α_H — коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном обмывании коридорных пучков без учета поправок принимается по приложению в зависимости от скорости газов и наружного диаметра труб, Вт/м² К

C_z — поправка на число рядов труб по ходу газов; определяется по приложению Г

C_s — поправка на геометрическую компоновку пучка; определяется по приложению Г

C_ϕ — коэффициент учитывающий влияние изменения физических параметров потока.

Определяется коэффициент теплоотдачи излучением продуктов сгорания, который может быть найден по соответствующим формулам или по номограмме (см. приложение 10)

Для запыленного потока (при учете излучения золы) (Вт/м² К)

$$\alpha_L = \alpha_H \quad (1.59)$$

Для не запыленного потока (при отсутствии золы) (Вт/м² К)

$$\alpha_L = \alpha_H a_{c_\Gamma}, \quad (1.60)$$

где α_n – значение коэффициента теплоотдачи излучением найденное по номограмме (см.приложение 10) в зависимости от температуры потока ν и температуры стенки $t_{ст}$, Вт/м² К.

σ_T - поправочный коэффициент, вводимый в случае отсутствия золовых частиц в продуктах сгорания определяется по приложению 10;

a – степень черноты газового потока.

Формулой для не запылённого газового потока надлежит пользоваться при сжигании жидких и газообразных, топлив.

Для определения входящих в выражение – для α_L величин предварительно находят ряд вспомогательных величин.

Температура загрязненной стенки для котельных пучков определяется по формуле (°C)

$$t_3 = t + \Delta t, \quad (1.61)$$

где t – средняя температура среды, протекающей в рассчитываемой поверхности нагрева, которая для котельных пучков является температурой кипения, °C.

Δt - для твердых и жидких топлив принимается равной, 60°C, для сжигания газа $\Delta t=25^\circ\text{C}$.

Степень черноты газового потока a зависит от суммарной оптической толщины запыленного потока, которая в свою очередь подсчитывается по формуле

$$kps = (k_{\Gamma}r_{\Pi} + k_{эл}\mu)ps \quad (1.62)$$

Для не запылённого потока (продукты сгорания газообразных и жидких топлив) второе слагаемое равно нулю; его можно не вводить в расчет также при слоевом или факельном – слоевом сжигании топлив. Величины, входящие в выше приведенную формулу:

p – давление газов (для котлов .работающих под разрежением $p=0.1$ Мпа);

k_{Γ} – коэффициент ослабления лучей трехатомными газами;

$k_{эл}$ - коэффициент ослабления лучей золовыми частицами.

При сжигании газа, жидкого и твердого топлива в слоевых и факельно-слоевых топках принимается равным 0.

r_{Π} — суммарная объемная доля трехатомных газов.

$k_{эл}$ — коэффициент ослабления лучей золовыми частицами.

Толщина излучающего слоя для гладкотрубных пучков определяется по формуле (м)

$$S = 0,9d \left[\frac{4}{\pi} \frac{S_1 S_2}{d^2} - 1 \right], \quad (1.63)$$

где d – наружный диаметр кипяtilьных труб, м.

S_1 – средние для пучка поперечный и продольный шаги труб, м.

Коэффициент ослабления лучей трехатомными газами K_Γ определяется по формуле

$$k_\Gamma = \left(\frac{7,8+16*0,181}{3,16\sqrt{0,027*1,35}} - 1 \right) \left(1 - 0,37 \frac{1373,15}{1000} \right) \quad (1.64)$$

Для этого объемная доля водяных паров в дымовых газах берется из таблицы 1;

P_Π – парциальное давление водяных паров (для котлов, работающих без наддува $P_\Pi = r_\Pi P$).

Найдя коэффициенты теплоотдачи конвекцией и излучением, определяют суммарный коэффициент теплоотдачи от газов к стенке ($\text{Вт/м}^2 \text{ К}$)

$$\alpha_1 = \xi(\alpha_k + \alpha_l), \quad (1.65)$$

где ξ – коэффициент использования, учитывающий уменьшение тепловосприятости поверхности нагрева вследствие неравномерного обмывания ее газами частичного перетекания газов помимо нее и образования застойных зон. Для поперечно омываемых труб (пучков) коэффициент $\xi = 1$, для сложно омываемых $\xi = 0,95$

Определяется коэффициент теплопередачи ($\text{Вт/м}^2 \text{ К}$)

$$K = \psi \alpha_1, \quad (1.66)$$

где Ψ – коэффициент тепловой эффективности, который принимается для котельных пучков равным 0,6 – при работе парогенератора, на мазуте, 0,85 – при работе на газе.

Определяется тепловосприятость поверхности нагрева по уравнению Теплопередачи (кДж/кг или кДж/м^3)

$$Q_T = \frac{KH \Delta t}{B_p 10^3}. \quad (1.67)$$

Температурный напор для испарительной конвективной поверхности нагрева определяется по формуле

$$\Delta t = \frac{\vartheta' - \vartheta''}{2,31 g \frac{\vartheta' - t_{\text{кип}}}{\vartheta'' - t_{\text{кип}}}} \quad (1.68)$$

По принятым двум значениям температуры v^I и v^{II} и полученным двум значениям Q_6 и Q_T производится графическая интерполяция для определения температуры продуктов сгорания после поверхности нагрева. Для этого строится зависимость $Q = f(v^{II})$, показанная на рисунке 2. Точка пересечения прямых укажет температуру продуктов сгорания v_p^{II} , которую следовало бы принять при расчете. Если значение v_p^{II} отличается от одного из принятых предварительно значений v^I и v^{II} не более чем на $50\text{ }^{\circ}\text{C}$, то для завершения расчета необходимо по v_p^{II} повторно определить только Q_T , сохранив прежний коэффициент теплопередачи. При большем расхождении заново определяется коэффициент теплопередачи для найденной температуры v_p^{II} .

1.8. Расчёт водяного экономайзера

В промышленных паровых котлах, работающих при давлении пара до 2,5 МПа, чаще всего применяются чугунные водяные экономайзеры, а при большем давлении — стальные. При этом в котельных агрегатах горизонтальной ориентации производительностью до 25 т/ч, имеющих развитые конвективные поверхности, часто ограничиваются установкой только водяного экономайзера.

При установке только водяного экономайзера рекомендуется такая последовательность его расчета: [4]

По уравнению теплового баланса определить количество теплоты (кДж/кг или кДж/м³), которое должны отдать продукты сгорания при принятой температуре уходящих газов:

$$Q_6 = \varphi(I'_{\text{ЭК}} - I''_{\text{ЭК}} + \Delta\alpha_{\text{ЭК}}I_{\text{В}}^0) \quad (1.69)$$

где $I'_{\text{ЭК}}$ — энтальпия продуктов сгорания на входе в экономайзер, определяется по табл.3, известной из расчета предыдущей поверхности нагрева, кДж/кг или кДж/м³; $I''_{\text{ЭК}}$ — энтальпия уходящих газов, определяется из табл. 3 по принятой в начале расчета температуре уходящих газов, кДж/кг или кДж/м³; φ — коэффициент сохранения теплоты, определяется по формуле; $\Delta\alpha_{\text{ЭК}}$ — присос воздуха в экономайзер, принимается по табл. 3; $I_{\text{В}}^0$ — энтальпия теоретического количества воздуха, определяется по формуле.

Приравняв теплоту, отданную продуктами сгорания, теплоте, воспринятой водой в водяном экономайзере, определить энтальпию воды после водяного экономайзера (кДж/кг):

$$i''_{\text{ЭК}} = \frac{B_p Q_6}{D + D_{\text{пр}}} + i'_{\text{ЭК}} \quad (1.70)$$

где $I_{\text{эк}}^I$ — энтальпия воды на входе в экономайзер, кДж/кг; D — паропроизводительность котла, кг/с; $D_{\text{пр}}$ — расход продувочной воды, кг/с.

По энтальпии воды после экономайзера и давлению ее из таблиц для воды и водяного пара определить температуру воды после экономайзера $t_{\text{эк}}^{\text{II}}$. Если полученная температура воды окажется на 20 °С ниже температуры при давлении в барабане котла, то для котлов давлением до 2,4 Мпа к установке принимают чугунный водяной экономайзер. При несоблюдении указанных условий к установке следует принять стальной змеевиковый водяной экономайзер.

$$t_{\text{эк}}'' = t_M + \frac{I_{\text{изв}}'' - I_M}{I_6 - I_M} \cdot 10 \quad (1.71)$$

Значения определяются по приложению Д.

В зависимости от направления движения воды и продуктов сгорания определить температурный напор по уравнению

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{2,31g \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}}, \quad (1.72)$$

где $\Delta t_6 = T'_{\text{эк}} - t''$; $\Delta t_M = T''_{\text{эк}} - t_{\text{эк}}$

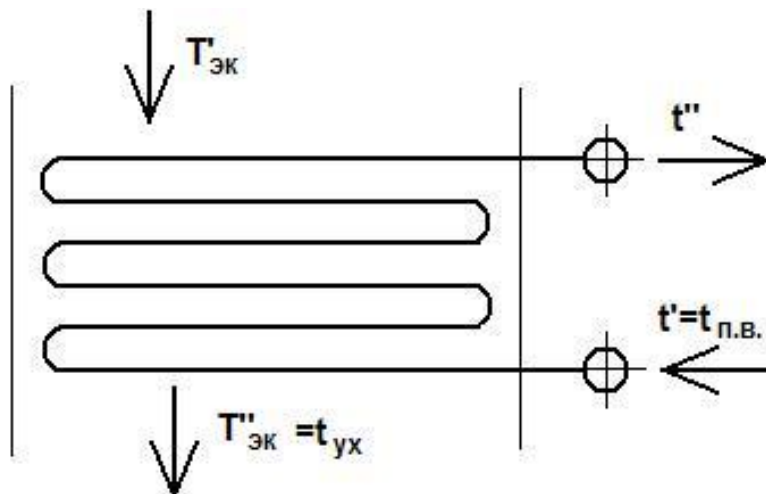


Рисунок 3. — Движение теплоносителей в водяном экономайзере

$T'_{\text{эк}}$ — принимается по рисунку 3.-точка пересечения.

Выбрать конструктивные характеристики принятого к установке экономайзера. Для чугунного экономайзера выбирается число труб в ряду

с таким расчетом, чтобы скорость продуктов сгорания была в пределах от 6 до 9 м/с при номинальной паропроизводительности котла. Конструктивные характеристики труб чугунных экономайзеров ВТИ приведены в табл. 1.6. Число труб в ряду для чугунных экономайзеров должно быть не менее 3 и не более 10.

Конструктивные характеристики труб чугунных экономайзеров ВТИ и ЦКДБ определяются по таблице 1.6.

Таблица 1.6 – Конструктивные характеристики чугунных экономайзеров

Характеристика одной трубы	Экономайзер ВТИ				Экономайзер ЦК КБ
Длина, мм					
Площадь поверхности нагрева с газовой стороны, м ²	1500 2,18	2000 2,95	2500 3,72	3000 4,49	1990 5,5
Площадь живого сечения для проходов продуктов сгорания, м ²	0,088	0,120	0,152	0,184	0,21

Определить действительную скорость продуктов сгорания в экономайзере (м/с)

$$W_{\Gamma} = \frac{B_p V_{\Gamma} (\nu_{\text{ЭК}} + 273)}{F_{\text{ЭК}} 273} \quad (1.73)$$

$$\vartheta_{\text{ЭК}} = \frac{T'_{\text{ЭК}} + T''_{\text{ЭК}}}{2}, \quad (1.74)$$

где B_p — расчетный расход топлива, кг/с или м³/с; V_{Γ} — объем продуктов сгорания при среднем коэффициенте избытка воздуха, определяется из табл.; $\nu_{\text{ЭК}}$ — среднеарифметическая температура продуктов сгорания в экономайзере, °С; $F_{\text{ЭК}}$ — площадь живого сечения для прохода продуктов сгорания, м².

Площадь живого сечения для прохода продуктов сгорания: при установке чугунного водяного экономайзера

$$F_{\text{ЭК}} = z_1 F_{\text{тр}} \quad (1.75)$$

Берется по приложения; z_1 — число труб в ряду;

Определить коэффициент теплопередачи. Для чугунных экономайзеров коэффициент теплопередачи $K = K_H K_v$, определяется с помощью номограммы (приложение 13)

Определить площадь поверхности нагрева водяного экономайзера (m^2)

$$H_{\text{эк}} = \frac{10^3 Q_{\text{с}} B_p}{k \Delta t} \quad (1.76)$$

По полученной поверхности нагрева экономайзера окончательно установить его конструктивные характеристики. Для чугунного экономайзера определить общее число труб и число рядов по формулам:

$$n = \frac{H_{\text{эк}}}{H_{\text{тр}}} \quad (1.77)$$

$$m = \frac{n}{z_1}, \quad (1.78)$$

где $H_{\text{тр}}$ — площадь поверхности нагрева одной трубы, m^2 ; z_1 — принятое число труб в ряду.

Определить невязку теплового баланса (кДж/кг или кДж/м³)

$$\Delta Q = Q_p^p \eta_{\text{бр}} - (Q_{\text{л}} + Q_{\text{к}} + Q_{\text{эк}}), \quad (1.79)$$

где $Q_{\text{л}}$, $Q_{\text{к}}$, $Q_{\text{эк}}$ — количества теплоты, воспринятые лучевоспринимающими поверхностями топки, котельными пучками, экономайзером; в формулу подставляют значения, определенные из уравнения баланса.

При правильном расчете невязка не должна превышать 0,5 % Q_p^p .

Часть вторая. Дипломное проектирование

Глава 3. Организация дипломного проектирования

3.1. Тематика дипломных проектов

Основной задачей при выполнении выпускной квалификационной работы является обобщение знаний, полученных студентами при изучении профессиональных модулей ПМ.01, ПМ.03, ПМ.04 и выполнении курсовых работ, а также навыков, приобретенных в период производственной практики и навыков самостоятельной работы со специальной литературой и нормативно-технической документацией.

Примерной тематикой дипломного проектирования являются следующие варианты заданий:

- Проект расширения существующей котельной или её реконструкция с заменой отдельных элементов;
- Наладочные испытания котлоагрегата;
- Наладочные испытания вспомогательного оборудования;
- Обследование котельной с целью разработки рекомендаций по повышению надежности и экономичности работы оборудования;
- Крышная котельная;
- Блок-модульная котельная;
- Реконструкция или проект тепловых сетей;
- Проект индивидуального теплового пункта;
- Проект или реконструкция центрального теплового пункта (ЦТП)

При подборе тем для дипломного проектирования желательно выбирать такие, которые имеют практическое значение или научно-исследовательское значение.

3.2. Объем дипломного проекта и исходные данные для проектирования

Дипломный проект включает в себя расчетно-пояснительную записку, состоящую из: титульного листа; содержания; введения; основной части; заключения; списка использованных источников; приложений (при необходимости), а также компоновочных чертежей.

Во введении необходимо обосновать актуальность и практическую значимость выбранной темы, сформулировать цель и задачи, дать оценку современного состояния решаемой проблемы. Объем введения должен быть в пределах 3-5 страниц.

Основная часть ВКР включает главы (параграфы, разделы) в соответствии с логической структурой изложения. Название главы не должно дублировать название темы, а название параграфов – название глав. Формулировки должны быть лаконичными и отражать суть главы (параграфа). Основная часть ВКР должна содержать, как правило, две главы.

Первой главе приводят данные, отражающие сущность и основные результаты. В ней содержится обзор используемых источников информации, нормативной базы по теме ВКР.

Вторая глава посвящается анализу практического материала, полученного во время производственной практики (преддипломной).

В ходе анализа могут использоваться аналитические таблицы, расчеты, формулы, схемы, диаграммы и графики.

Завершающей частью ВКР является заключение, которое содержит:

- краткие выводы по результатам работы;
- оценку полноты решений поставленных задач;
- рекомендации по конкретному использованию результатов;
- результаты оценки экономической эффективности предложенных рекомендаций и разработок.

Список использованных источников отражает перечень источников, которые использовались при написании ВКР (не менее 20), составленный в следующем порядке:

- Федеральные законы (в очередности от последнего года принятия к предыдущим);
- указы Президента Российской Федерации (в той же последовательности);
- постановления Правительства Российской Федерации (в той же очередности);
- иные нормативные правовые акты;
- иные официальные материалы (резолюции-рекомендации международных организаций и конференций, официальные доклады, официальные отчеты и др.);
- монографии, учебники, учебные пособия (в алфавитном порядке);
- интернет-ресурсы.

Приложения могут состоять из дополнительных справочных материалов, имеющих вспомогательное значение, например: копий документов, выдержек из отчетных материалов, схем, таблиц, диаграмм, программ, положений и т.п.

Объем ВКР должен составлять 60-80 страниц машинописного текста. Текст ВКР должен быть подготовлен с использованием компьютера в Word, распечатан на одной стороне белой бумаги формата А4 (210x297 мм), если иное не предусмотрено спецификой.

В качестве примера ниже приводится объём дипломного проекта по одной из тем. Тема дипломного проекта: «Крышная котельная мощностью 880 кВт». В пояснительной записке должны быть рассмотрены следующие вопросы:

- Общие сведения об объекте
- Характеристика архитектурно-строительных решений
- Тепловые нагрузки котельной
- Выбор основного оборудования
- Тепловая схема котельной
- Химводоочистка
- Топливоснабжение котельной
- Удаление продуктов сгорания
- Автоматизация котельной
- Расчет технико-экономических показателей
-

3.3. Расчет тепловых нагрузок

Годовая выработка тепла котельной установкой: [2]

- на отопление

$$Q_{\text{от}}^{\text{г}} = \frac{Q_0 \cdot (t_{\text{вн}} - t_{\text{ср.о}}) \cdot 24 \cdot n_0}{(t_{\text{вн}} - t_{\text{нро}})}, \quad [2]$$

где Q_0 - тепловая нагрузка потребителей на отопление, Гкал/ч;

$t_{\text{ср.о}} = (-1,8)$ - средняя температура наружного воздуха за отопительный период, °С;

$n_0 = 220$ сут - число суток отопительного периода;

$t_{\text{вн}} = 20^\circ\text{C}$ - температура воздуха в помещениях.

- на вентиляцию

$$Q_{\text{вен}}^{\Gamma} = \frac{Q_{\text{в}} \cdot (t_{\text{вн}} - t_{\text{ср.0}}) \cdot 16 \cdot n_0}{(t_{\text{вн}} - t_{\text{нро}})},$$

где $Q_{\text{в}}$ – тепловая нагрузка потребителей на вентиляцию в отопительный период, Гкал/час;

$t_{\text{вн}}=20$ °С - температура воздуха в помещениях;

$t_{\text{ср.0}}= (-1,8)$ - средняя температура наружного воздуха за отопительный период, °С;

$n_0=220$ сут - число суток отопительного периода

- на горячее водоснабжение

$$Q_{\text{ГВС}}^{\Gamma} = Q_{\text{ГВС}}^{\text{ср}} \cdot 24 \cdot n_0 + \frac{0,8 \cdot Q_{\text{ГВС}}^{\text{ср}} \cdot (t_{\text{г}} - 15)}{t_{\text{г}} - 5} (n_{\text{г}} - n_0) \cdot 24$$

$Q_{\text{ГВС}}^{\text{ср}}=0,063$ Гкал/час - тепловая нагрузка потребителей на ГВС, средняя;

$n_0=220$ сут - число суток отопительного периода

- общая

$$Q_{\text{общ}}^{\Gamma} = Q_{\text{от}}^{\text{год}} + (Q_{\text{ГВС}}^{\text{год}} + Q_{\text{в}}^{\text{год}}) \cdot K_{\text{сн}}$$

$K_{\text{сн}}=1,03$ - коэффициент, учитывающий потери тепла на собственные нужды котельной, в сетях теплоснабжения и резерв

Годовой расход природного газа $V^{\text{год}}$, нм³/год

$$V_{\text{г}}^{\text{год}} = \frac{Q_{\text{выр}}^{\text{год}} \cdot 10^6}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{к}}} \quad (3.5)$$

Годовой расход условного топлива, кг.у.т./год, т.у.т./год

$$B_{\text{усл}}^{\text{год}} = \frac{Q_{\text{выр}}^{\text{год}} \cdot 10^6}{Q_{\text{н.усл}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{к}}} \quad (3.6)$$

3.4. Расчет пластинчатого теплообменного аппарата

Определить необходимую поверхность и тип пластинчатого теплообменника фирмы «Альфа Лаваль-Поток» для системы отопления по заданной отопительной нагрузке Q_0 , кВт. [1]

Вычислить расчетный расход нагреваемой воды для системы отопления $\Delta t_{\text{от}}$

$$Q_0 = \frac{Q_{\text{от}} \cdot 3600}{\Delta t_{\text{от}}} = \text{кг/ч}, \quad (3.7)$$

где Q – отопительная нагрузка потребителей на отопление, Гкал/ч;

$\Delta t_{\text{от}}$ - температурный перепад

Вычислить расход греющей воды из системы теплоснабжения для нагрева в пластинчатом теплообменнике воды для системы отопления при температурном перепаде сетевой воды $\Delta t_{\text{сети}}$

$$G_{\text{сети}} = \frac{Q_{\text{от}} \cdot 3600}{\Delta t_{\text{сети}} \cdot C} \text{ кг/ч} \quad (3.8)$$

$\Delta t_{\text{сети}}$ - температурный перепад сетевой воды

Вычислить отношение расхода сетевой воды к расходу воды в системе отопления:

$$W = \frac{G_{\text{сети}}}{G_o} \quad (3.9)$$

Принять показатель теплотехнической эффективности пластинчатого теплообменника $\theta_t=0,8$. По графику (рисунок 4) при $\theta_t=0,8$ и W находим, что требуется достижение показателя числа единиц переноса N_t

Определить требуемую поверхность нагрева при коэффициенте теплопередачи $K=6000 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$

$$F = \frac{N_t \cdot G_{\text{сети}} \cdot C}{K \cdot 3,6} \quad (3.10)$$

По таблице технических характеристик теплообменников по максимальному расходу воды в системе отопления находим наиболее подходящий теплообменник (например, СВ-76). Поверхность нагрева одной пластины $0,1 \text{ м}^2$. Определяется требуемое число пластин (шт)

$$m = \frac{F}{f}, \quad (3.11)$$

где F – поверхность нагрева, м^2 ;
 f – поверхность нагрева одной пластины

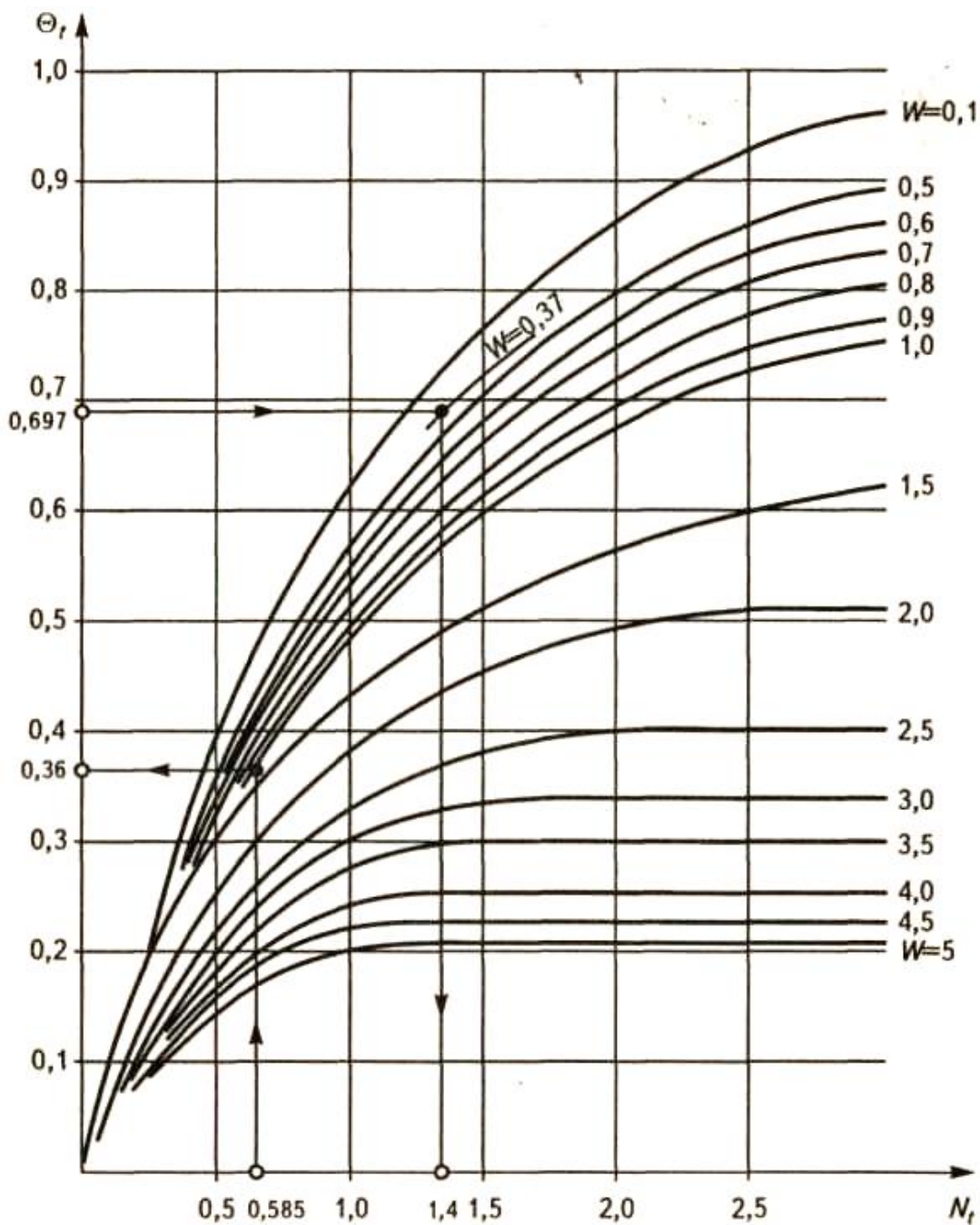


Рисунок 4. - Графическая зависимость показателя теплотехнической эффективности от критериев Nt и W

Таблица 7 - Технические характеристики пластинчатых теплообменников фирмы «Альфа Лаваль-Поток»

Показатель и единица измерения	Неразборные паяные			Разборные с резиновыми прокладками			
	CB-51	CB-76	CB-300	M3-XF6	M6-MF6	M10-BF6	M15-BFG8
Поверхность нагрева одной пластины, м ²	0,05	0,1	0,3	0,032	0,14	0,24	0,62
Габариты пластин, мм	50×520	92×617	365×990	140×400	247×747	400×981	650×1885
Объем воды в канале, л	0,047	0,125	0,65	0,09	0,43	1,0	1,55
Максимальное число пластин в теплообменнике, шт	60	150	200	95	250	275	700
Рабочее давление, МПа	3,0	3,0	2,5	1,6	1,6	1,6	1,6
Максимальный расход жидкости, м ³ /ч	8,1	39	60/140	10	54	180	288
Коэффициент теплопередачи, Вт/(м ² ·°C)	7700	7890	7545	6615	5950	5935	6810
Габариты теплообменника, мм:							
ширина	103	192	466	180	320	470	650
высота	520	617	1263	480	920	981	1885
	286	497	739	500	1430	2310	3270
	58	120	-	240	580	710	1170

длина, не более								
длина, не менее								

3.5. Расчет теплопроизводительности котельной, выбор котлов

Расчетная теплопроизводительность котельной и выбор котлов производится из условия обеспечения надежного и бесперебойного теплоснабжения потребителей при этом необходимо учитывать:

- Согласно требованиям СП 89.13330.2013 п. 4.8 и СП124.13330.2012 п.4.2 при определении расчетной часовых расходов тепла на нужды отопления , вентиляции , кондиционирование при максимально зимним режиме и расчетных расходов тепла на ГВС и технологию, а так же расчетные значение потерь тепла тепловыми сетями и на собственные нужды (СН) котельной .
- Согласно требованиям СП 124.13330.2012 п. 5.5, при определении расчетной производительности котельной определяется сумма расчетных часов расходов тепла на нужды отопления , вентиляции , кондиционирования при максимально зимним режиме и расчетных расходов тепла на ГВС и технологию , а так же расчетные значения потерь тепла тепловыми сетями и на собственные нужды (СН) котельной . При этом в случаи выхода из строя одного из установленных котлов оставшиеся должны обеспечивать не менее 87% расчетной нагрузки ОВ для потребителей 2-й категории и 100% расчетной нагрузки ОВ для потребителей 1-й категории.

Необходимо помнить так же о минимально допустимой нагрузке, снимаемой с котла, которая в основном для двух-ходовых жаротрубных котлов лежит в диапазоне 40-60% от номинала.

Снижение теплосъема в котлах ниже допустимого значения ведет к резкому снижению температуры уходящих газов, образованию конденсата и его быстрому выходу из строя. Данное требование не распространяется на конденсационные

котлы, т. е. котлы, сконструированные специально для получения дополнительного тепла в виде «скрытой теплоты парообразования» из уходящих дымовых газов.

3.6. Выбор горелочных устройств

При выборе горелочных устройств необходимо учитывать следующие факторы:

- тип сжигаемого топлива. Как уже отмечалось выше, горелки могут быть «чисто газовые», «чисто жидкотопливные» и «комбинированные». Тип топлива должен быть указан в «Задании на проектирование»;
- разрешенное давление газового топлива для данного типа котельной

При определении максимально разрешенного давления на вводе в котельную необходимо помнить, что в случае установки редуцирования газа перед котельной предохранительный запорный клапан (ПЗК) и сбросной клапан (ПСК) имеют определенные пределы настройки ПЗК $\pm 10\%$, ПСК $+15\%$.

Каждая фирма-изготовитель котлов рекомендует определенный тип и производителя горелочных устройств.

3.7. Выбор насосного оборудования

Выбор насосного оборудования в котельной определяется в первую очередь гидравлическими характеристиками системы, в которой происходит работа насоса.

Производительность насосов определяется из объёма перекачиваемой жидкости, при этом для разных систем (ОВ, ГВС, технология) требования могут быть различны. При подборе насоса необходимо помнить, что чем больше потери напора насос должен преодолевать, тем больше должна быть его электрическая мощность.

При определении гидравлических потерь внутри котельной рекомендуется в первую очередь обратить внимание на скорости воды в трубах.

Далее необходимо учитывать гидравлические потери в арматуре и оборудовании.

Количество насосов (и их характеристики), которое должно быть установлено в котельной, указано в требованиях СП 89-13330.2013 п. 11.17, и СП 124-13330.2012 п. 8.17, 8.18. При этом в зависимости от схемы теплоснабжения рекомендуется установка отдельных летних насосов ГВС.

3.8. Химводоочистка

Требования по воднохимическому режиму (нормы качества воды) изложены в руководящих материалах, а также в требованиях заводов-изготовителей оборудования, в первую очередь котлов и пластинчатых теплообменников. В ряде регионов России с низким содержанием J_0 вполне достаточно обеспечивать требуемый ВХР путём ввода специальных ингибиторов (комплексонов) для связывания растворенного в воде кислорода и установки фильтров в ферромагнитными вставками или магнитных шламоотделителей для удаления окислов железа. В качестве установки по вводу комплексона могут быть использованы установки типа «Гидро-Х» «Hidro-X» - Финляндия, СДР-5, «Аква-Хим» - Россия и др. В случае высокого содержания J_0 необходима либо магнитная, либо химическая обработка воды.

3.9. Топливоснабжение

Котельные в автоматическом режиме могут работать на различных видах топлива. В зависимости от назначения котельной и ее расположения относительно теплоснабжаемого объекта, давление газа во внутренних газопроводах котельной не должно превышать величин, указанных в таблице 2 СП 62.13330-2011 с изменениями:

- 0,6 Мпа для отдельно стоящих котельных;
- 0,6 Мпа для пристроенных, встроенных и крышных котельных промышленных предприятий;
- 0,3 Мпа для пристроенных, встроенных и крышных котельных административных, бытовых и жилых зданий.

3.10. Удаление продуктов сгорания

Высоту дымовых труб определяют по величине выбросов вредных веществ в атмосферу и уточняют аэродинамическим расчётом. Рассматриваемая котельная имеет дымовую трубу, работающую на естественной тяге (самотяге). При выполнении аэродинамического расчёта рекомендуется пользоваться «Аэродинамический расчёт. Нормативный метод. ЦКТИ им. Ползунова».

Аэродинамический расчет необходимо выполнять на расчетные параметры при максимальной нагрузке (зимний режим) и минимальной нагрузке (летний режим).

Самотяга трубы для устойчивой работы котлов должна быть выше сопротивления газоходов и трубы не менее, чем на 20%.

3.11. Автоматизация

Может включать в себя: автоматизацию технологического процесса, автоматизацию топливоснабжения, автоматизацию защиты от загазованности и охранно-пожарную сигнализацию. СНиП II-35-76 с изм. 1 и правила безопасности.

Глава 4. Оформление курсового и дипломного проекта

Курсовой и дипломный проекты должны оформляться в соответствии с ГОСТ 7.32 – 2017. Пояснительная записка должна быть выполнена на компьютере на одной стороне листа формата А4 через полтора интервала. Цвет шрифта - черный, высота букв, цифр и других знаков - не менее 1,8 мм. Кегль 14 Nimes New Roman. В таблицах и на рисунках допускается кегль 12. Все размещаемые в записке иллюстрации нумеруются арабскими цифрами. Текст следует печатать, соблюдая следующие параметры полей: правое - не менее 10 мм, верхнее и нижнее - не менее 20 мм, левое не менее 30 мм. Отступ красной строки - 1,25. Кавычки следует использовать только угловые: «...». Листы пояснительной записки нумеруют, начиная с титульного листа. На второй странице приводится задание на курсовую (дипломную) работу, и далее идут листы записки в порядке, указанном в содержании. В конце записки помещается список использованных источников. Содержание записки распределяется на разделы, подразделы, пункты и подпункты.

Разделы должны иметь порядковые номера, обозначенные арабскими цифрами с точкой. Подразделы должны иметь порядковые номера в пределах каждого раздела. Номера подразделов состоят из номера раздела и подраздела, разделенных точкой. Между номером подраздела и его названием также ставится точка. В конце номера подраздела точка не ставится. Разделы, как и подразделы могут состоять из одного или нескольких пунктов. Заголовки разделов, подразделов и пунктов следует печатать с абзацного отступа с прописной буквы без точки в конце, не подчеркивая. Таблица должна располагаться непосредственно после текста, в котором она упоминается впервые, или на следующей странице. Все таблицы нумеруются (нумерация сквозная либо в пределах раздела – в последнем случае номер таблицы состоит из номера раздела и порядкового номера внутри раздела, разделенных точкой). Точка в конце названия таблицы не ставится.

Заголовки столбцов и строк таблицы следует писать с прописной буквы в единственном числе, а подзаголовки столбцов – со строчной буквы, если они составляют одно предложение с заголовком, или с прописной буквы, если они имеют самостоятельное значение. В конце заголовков и подзаголовков столбцов и строк точки не ставят. Разделять заголовки и подзаголовки боковых столбцов диагональными линиями не допускается. Все иллюстрации, схемы, диаграммы, графики и т.д. в рукописи называются рисунками, которые должны иметь порядковый номер и название.

Приложение А

Мазут	Состав рабочей массы топлива, %							Низшая теплота сгорания Q^p_H
	W^p	A^p	S_{OP+K}	C^p	H^p	N^p	O^p	
Малосернистый	3,0	0,05	0,3	84,65	11,7	0,3		40,28
Сернистый	3,0	0,1	1,4	83,80	11,2	0,5		39,73
Высокосернистый	3,0	0,1	2,8	83,00	10,4	0,7		38,77

Приложение Б

Газопровод	Состав газа по объему, %							Q _р ^н . сухого газа, кДж/м ³	ρ газа при Н.У. кг/м ³
	CH ₄	C ₃ H ₅	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂ и более тяжелые	N ₂	CO ₂		
Саратов-Москва	84,5	3,8	1,9	0,9	0,3	7,8	0,8	35800	0,837
Саратов-Горький	91,9	2,1	1,3	0,4	0,1	3,0	1,2	36130	0,786
Ставрополь-Москва									
1-я нитка	93,8	2,0	0,8	0,3	0,1	2,6	0,4	36090	0,764
2-я нитка	92,8	2,8	0,9	0,4	0,1	2,5	0,5	36550	0,772
3-я нитка	91,2	3,9	1,2	0,5	0,1	2,6	0,5	35340	0,786
Серпухов-Ленинград	89,7	5,2	1,7	0,5	0,1	2,7	0,1	37430	0,799
Брянск-Москва	92,8	3,9	1,1	0,4	0,1	1,6	0,1	37300	0,776
Шебелинка-Днепропетровск	92,8	3,9	1,0	0,4	0,3	1,5	0,1	37300	0,781
Шебелинка-Брянск-Москва	94,1	3,1	0,6	0,2	0,8	1,2	-	37870	0,776
Промысловка-Астрахань	97,1	0,3	0,1	0	0	2,4	0,1	35040	0,733
Ставрополь-Невинномысск-Грозный	98,2	0,4	0,1	0,1	0	1,0	0,2	35630	0,728

Приложение В

Расчетные значения присосов воздуха в топку и в газоходы паровых и водогрейных котлов при номинальной нагрузке

Топочные камеры и газоходы	Присос воздуха
Фестон, ширмовый пароперегреватель, первый котельный пучок котлов производительностью $D \geq 50$ т/ч	0
Первый котельный пучок конвективной поверхности нагрева котлов производительностью $D \leq 50$ т/ч	0,05
Второй котельный пучок конвективной поверхности нагрева котлов производительностью $D \leq 50$ т/ч	0,1
Пароперегреватель	0,03
Водяной экономайзер котлов производительностью $D > 50$ т/ч (на каждую ступень)	0,02
Водяной экономайзер котлов производительностью $D < 50$ т/ч: стальной	0,08
» чугунный с обшивкой	0,1
» чугунный без обшивки	0,2
Воздухоподогреватели трубчатые, на каждую ступень: для котлов с $D > 50$ т/ч	0,03
для котлов с $D < 50$ т/ч	
Золоуловители циклонные и батарейные	0,06
Газоходы стальные (на каждые 10 м длины)	0,05
кирпичные (на каждые 10 м длины)	0,01
	0,05

Приложение Г
Конструктивные характеристики котлоагрегатов серии ДЕ

Величина	Типоразмер котла				
	ДЕ – 4 – 14	ДЕ – 6,5 – 14	ДЕ – 10 – 14	ДЕ – 16 – 14	ДЕ – 25 – 14
Объем топки, м³	8,01	11,2	17,14	22,5	29
Площадь поверхности стен топки, м²	23,8	29,9 7	41,47	51,84	64,22
Диаметр экранных труб, мм	51×2,5				
Шаг труб боковых экранов, мм	55				
Площадь лучевоспринимающей поверхности нагрева, м²	21,8 1	27,93	38,96	48,13	60,46
Площадь поверхности нагрева конвективных пучков, м²	48,5 1	68,04	117,6 9	156	212,4
Диаметр труб конвективных пучков, мм	51×2,5				
Расположение труб	Коридорное			Шахматное (I пучок); коридорное (II пучок)	
Поперечный шаг труб, мм	110				
Продольный шаг труб, мм	110				
Площадь живого сечения для прохода продуктов сгорания, м²	0,33 8	0,34 8	0,41	0,71 3	1,245(I пучок); 0,851(II пучок)
Число рядов труб по ходу продуктов сгорания в одном газоходе	19	26	41	61	—

Приложение Д

Энтальпия 1 м^3 воздуха, газообразных продуктов
Сгорания (кДж/м^3) и 1 кг золы (кДж/кг)

$\vartheta, ^\circ\text{C}$	$(\text{с}\vartheta) \text{RO}_2$	$(\text{с}\vartheta) \text{N}_2$	$(\text{с}\vartheta) \text{O}_2$	$(\text{с}\vartheta) \text{H}_2\text{O}$	$(\text{с}\vartheta)_{\text{в}}$	$(\text{с}\vartheta)_{\text{зл}}$
100	170	130	132	151	133	81
200	359	261	268	305	267	170
300	561	393	408	464	404	264
400	774	528	553	628	543	361
500	999	666	701	797	686	460
600	1226	806	852	970	832	562
700	1466	949	1008	1151	982	664
800	1709	1096	1163	1340	1134	769
900	1957	1247	1323	1529	1285	878
1000	2209	1398	1482	1730	1440	987
1100	2465	1550	1642	1932	1600	1100
1200	2726	1701	1806	2138	1760	1209
1300	2986	1856	1970	2352	1919	1365
1400	3251	2016	2133	2566	2083	1587
1500	3515	2171	2301	2789	2247	1764
1600	3780	2331	2469	3011	2411	1881
1700	4049	2490	2637	3238	2574	2070
1800	4317	2650	2805	3469	2738	2192
1900	4586	2814	2978	3700	2906	2934
2000	4859	2973	3150	3939	3074	2520
2100	5132	3137	3318	4175	3242	-
2200	5405	3301	3494	4414	3410	-

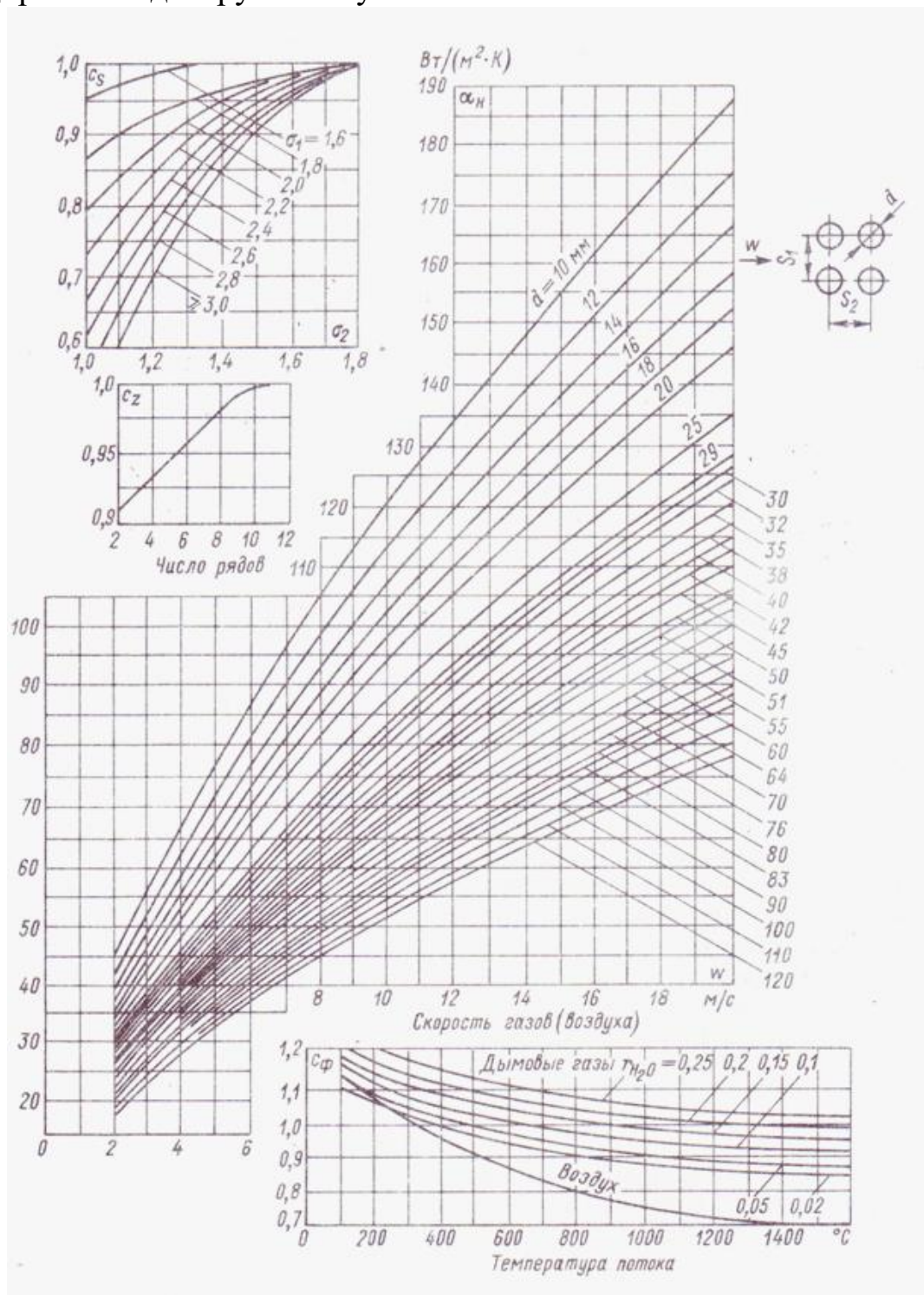
Приложение Е

Расчетные характеристики камерных топок при сжигании газа, мазута

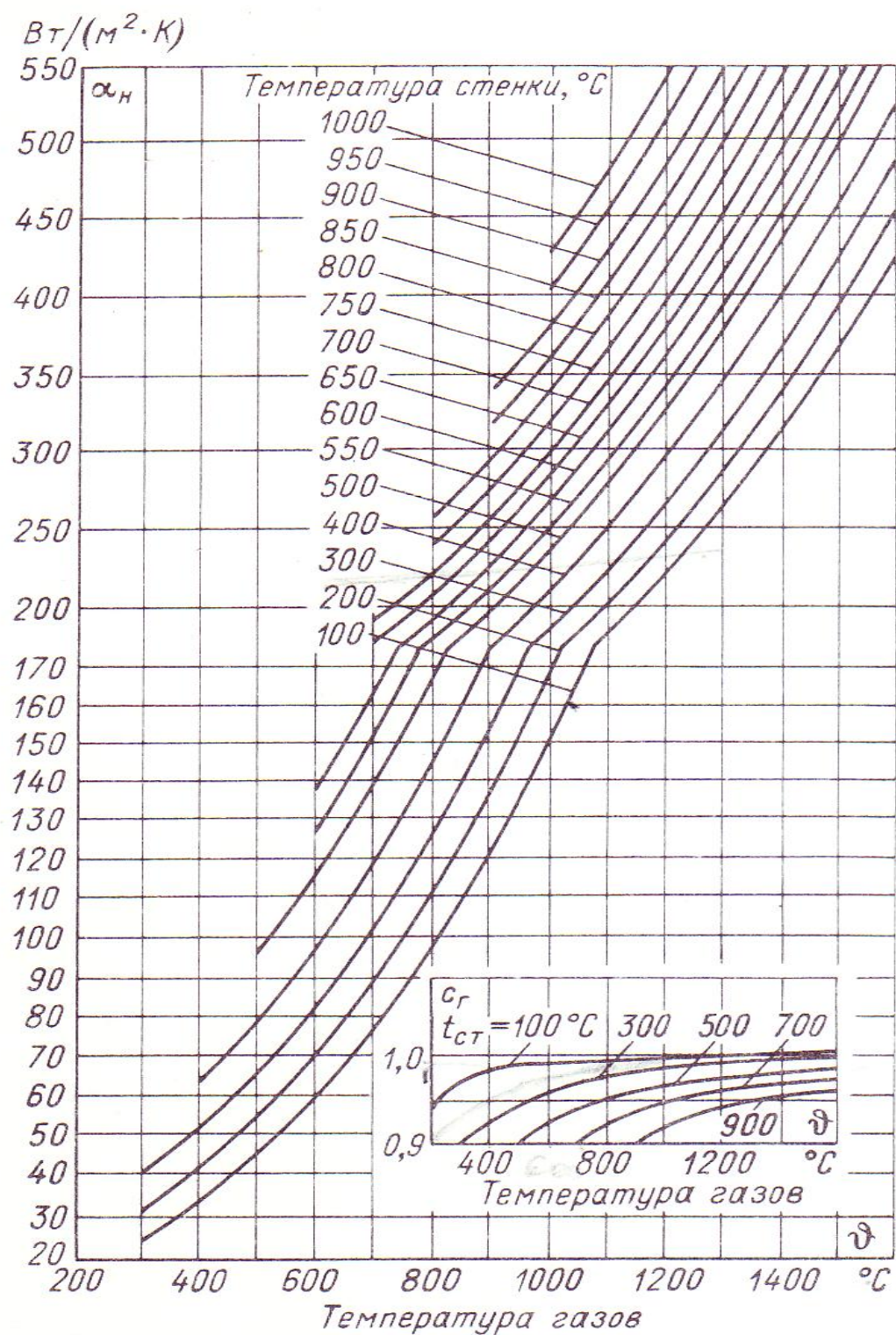
Топливо	Удельная нагрузка топочного объема, кВт/м ³ , для котлов производительностью (т/ч)				Потери от неполноты горения, %				
	25	35	50	75-400	Механической для котлов производительностью, т/ч				Химиче- ской
					25	35	50	75-400	
Мазут	405			350	0				0,5
Природный газ	465			350					

Приложение Ж

Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном обмывании
коридорных гладкотрубных пучков



Коэффициент теплоотдачи излучением



Приложение К

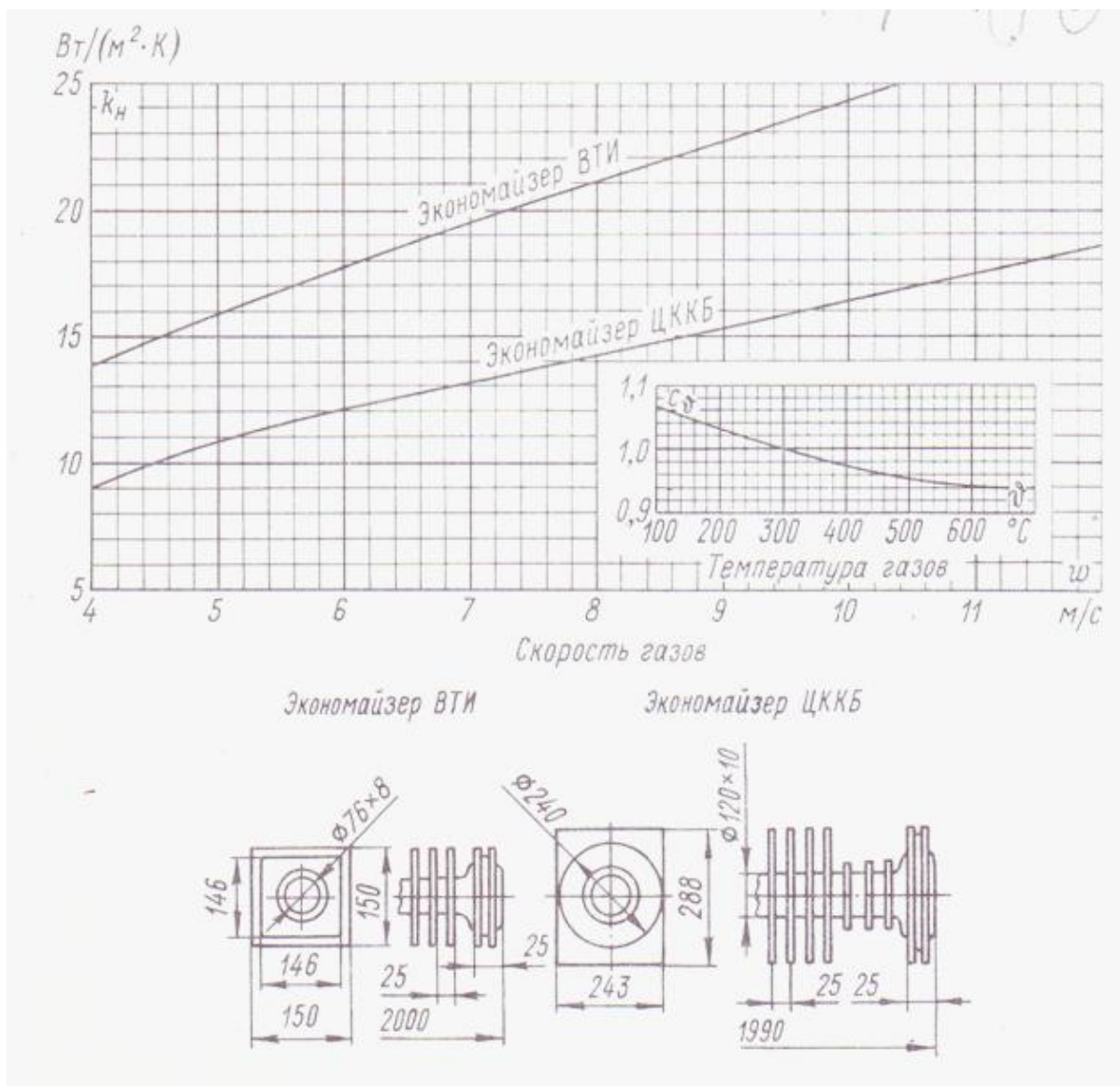
Термодинамические свойства воды и пара

t	p=1,3 МПа			p = 1,4МПа		
	t _s = 191,60			t _s = 195,04		
	v'=0,0011438; v''=0,15112; h'=814,7 h''=2786; s'=2,2509; s''=6,4927			v'=0,0011489; v''=0,14072; h'=830,1; h''=2788,4; s'= 2,2836; s''=6,4665		
	v	h	s	v	h	s
0	0,0009996	1,3	0,0000	0,0009995	1,4	0,0000
10	0,0009996	43,2	0,1509	0,0009996	43,4	0,1509
20	0,0010011	85,1	0,2960	0,0010011	85,2	0,2960
30	0,0010037	126,8	0,4361	0,0010037	126,9	0,4361
40	0,0010072	168,6	0,5716	0,0010072	168,7	0,5716
50	0,0010115	210,4	0,7029	0,0010115	210,4	0,7029
60	0,0010166	252,2	0,8303	0,0010165	252,2	0,8302
70	0,0010222	294,0	0,9540	0,0010222	294,1	0,9540
80	0,0010286	335,9	1,0744	0,0010285	336,0	1,0744
90	0,0010355	377,9	1,1916	0,0010355	378,0	1,1916
100	0,0010431	420,0	1,3059	0,0010430	420,0	1,3058
110	0,0010512	462,2	1,4175	0,0010521	462,2	1,4174
120	0,0010600	504,5	1,5266	0,0010599	504,6	1,5265
130	0,0010694	547,0	1,6334	0,0010693	547,1	1,6333
140	0,0010794	589,7	1,7380	0,0010794	589,8	1,7379

**Коэффициент тепловой эффективности ψ для
конвективных поверхностей нагрева при сжигании мазута и газа**

Поверхность нагрева	Скорость продуктов сгорания, м/с	Значение ψ
При сжигании		
мазута	12-20	0,65-0,6
Первые и вторые ступени экономайзеров с очисткой поверхности нагрева дробью	4-12	0,7-0,65
Пароперегреватели, расположенные в конвективной шахте, при очистке дробью, а также коридорные пароперегреватели в горизонтальном газоходе, без очистки; котельные пучки котлов малой мощности, фестоны	12-20 4-12	0,6 0,65-0,6
Экономайзеры малой мощности (при температуре воды на входе 100°C и ниже)	4-12	0,55-0,5
При сжигании газа		
Первые ступени экономайзеров и одноступенчатые экономайзеры, в том числе плавниковые и ребристые, при температуре продуктов сгорания на входе в них $\nu=400^\circ\text{C}$	-	0,9
Вторые ступени экономайзеров, пароперегреватели, и другие конвективные поверхности нагрева, в том числе плавниковые и ребристые, при температуре продуктов сгорания на входе в них $\nu>100^\circ\text{C}$	-	0,85
П р и м е ч а н и я 1. При сжигании газа после сжигания мазута коэффициент тепловой эффективности принимается средним между значениями для газа и мазута. 2. При сжигании газа после сжигания твердого топлива (без остановки котла) коэффициент тепловой эффективности принимается как для твердого топлива. 3. Больший коэффициент тепловой эффективности принимается для меньшей скорости.		

Приложение М Коэффициент теплопередачи для чугунных экономайзеров



БИБЛИОГРАФИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ

1. Алексеев, Л. С. Контроль качества воды : Учебник .— 4, перераб. и доп. — Москва : ООО "Научно-издательский центр ИНФРА-М", 2018 .— 159 с. [ЭБС ZNANIUM](#)
2. Аронсон, К. Э. Парогазотурбинные установки: эжекторы конденсационных установок : Учебное пособие / Аронсон К. Э., Рябчиков А. Ю., Брезгин Д. В., Мурманский И. Б. — Электрон. дан. — Москва : Издательство Юрайт, 2019. [ЭБС Юрайт](#)
3. Аронсон, К. Э. Тепловая электрическая станция - это очень просто : Учебное пособие .— 2, стер. — Москва ; Екатеринбург : Издательство "Флинта" : Издательство Уральского университета, 2017 .— 203 с. [ЭБС ZNANIUM](#)
4. Беляев, С. А. Надежность теплоэнергетического оборудования ТЭС : Учебное пособие .— Томск : Издательство Томского политехнического университета, 2015 .— 248 с. [ЭБС ZNANIUM](#)
5. Быстрицкий, Г. Ф. Общая энергетика. Основное оборудование : Учебник Для СПО / Быстрицкий Г. Ф., Гасангаджиев Г. Г., Кожиченков В. С. — 2-е изд., испр. и доп. — Электрон. дан. — Москва : Издательство Юрайт, 2019 .— 416 с. [ЭБС Юрайт](#)
6. [Ерофеев, В. Л.](#) Теплотехника в 2 т. Том 1. Термодинамика и теория теплообмена : Учебник Для СПО / Ерофеев В. Л., Пряхин А. С., Семенов П. Д. ; под ред. Ерофеева В. Л., Пряхина А. С. — Электрон. дан. — Москва : Издательство Юрайт, 2019 .— 308 с. [ЭБС Юрайт](#)
7. Жмаков, Г. Н. Эксплуатация оборудования и систем водоснабжения и водоотведения : Учебник .— Москва : ООО "Научно-издательский центр ИНФРА-М", 2019 .— 237 с. [ЭБС ZNANIUM](#)
8. Ионин, А. А. Теплоснабжение (РЕПРИНТ). — Москва : Транспортная компания, 2016 .— 336 с. [ЭБС BOOK.ru](#)
9. Киреева, Э. А. Электрооборудование электрических станций, сетей и систем.— Москва : КноРус, 2019. [ЭБС BOOK.ru](#)
10. Крестин, Е. А. Основы гидравлики и теплотехники. — Москва : КноРус, 2020 .— 343 с. [ЭБС BOOK.ru](#)
11. Кудинов, А. А. Энергосбережение в котельных установках ТЭС и систем теплоснабжения : Монография .— Москва : ООО "Научно-издательский центр ИНФРА-М", 2016 .— 320 с. [ЭБС ZNANIUM](#)
12. Кудинов, В. А. Теплотехника : Учебное пособие .— Москва ; Москва : ООО "КУРС" : ООО "Научно-издательский центр ИНФРА-М", 2015 .— 424 с. [ЭБС ZNANIUM](#)
13. [Кязимов, К. Г.](#) Газоснабжение: устройство и эксплуатация газового хозяйства : Учебник Для СПО / Кязимов К. Г., Гусев В. Е. — 6-е изд., испр. и доп. — Электрон. дан. — Москва : Издательство Юрайт, 2019 .— 392 с.— (Профессиональное образование). [ЭБС Юрайт](#)

14. Никитин, Евгений Ефимович. Классификация и стандартизация топлив : учебное пособие / Е.Е. Никитин, В.А. Балукова ; М-во образования и науки Рос. Федерации, Санкт-Петербургский гос. экономический ун-т, Кафедра организации и упр. произв. комплексами (нефтегазохимическим, строительным и транспортным) .— Санкт-Петербург : Изд-во СПбГЭУ, 2015 .— 125 с. ЭБ ОРАС.UNECON.RU
15. Основы гидравлики, теплотехники и аэродинамики : учебник / О. Н. Брюханов, В. И. Коробко, А. Т. Мелик-Аракелян. — М. : ИНФРА-М, 2019. — 254 с. ЭБС ZNANIUM
16. Рульнов, А. А. Автоматизация систем водоснабжения и водоотведения : Учебник для учащихся средних строительных специальных учебных заведений .— Москва : ООО "Научно-издательский центр ИНФРА-М", 2018 .— 192 с. ЭБС ZNANIUM
17. Рульнов, А. А. Автоматическое регулирование : Учебник .— 2, стереотип. — Москва : ООО "Научно-издательский центр ИНФРА-М", 2018 .— 219 с. ЭБС ZNANIUM
18. Теплотехника: Учебник /Ю. П. Семенов, А. Б. Левин - 2 изд. - М.: НИЦ ИНФРА-М, 2015. - 400 с. ЭБС ZNANIUM
19. Фокин, С. В. Системы газоснабжения: устройство, монтаж и эксплуатация : Учебное пособие .— Москва ; Москва : Издательский дом "Альфа-М" : ООО "Научно-издательский центр ИНФРА-М", 2014 .— 288 с. ЭБС ZNANIUM
20. Фурсенко, С. Н. Автоматизация технологических процессов : Учебное пособие .— Минск ; Москва : ООО "Новое знание" : ООО "Научно-издательский центр ИНФРА-М", 2015 .— 377 с. ЭБС ZNANIUM
21. Чудновский, С. М. Улучшение качества природных вод : Учебное пособие — Вологда : Инфра-Инженерия, 2017 .— 184 с. ЭБС ZNANIUM
22. Ясовеев, М. Г. Экологический мониторинг и экологическая экспертиза : Учебное пособие .— Минск ; Москва : ООО "Новое знание" : ООО "Научно-издательский центр ИНФРА-М", 2018 .— 304 с. ЭБС ZNANIUM