

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Некоммерческое акционерное общество  
АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ

Кафедра Тепловые энергетические установки

«Допущен к защите»

Заведующий кафедрой \_\_\_\_\_

Кубарин А.А. Зав. каф.  
(Ф.И.О., ученая степень, звание)

«    »    2014 г.

(подпись)

ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ

На тему: ТЭО строительства ГРЭС мощностью 40  
2000 МВт с Северном Казахстане

Специальность 5В071700 Теплоэнергетика

Выполнил (а) Александров Э.Р.  
(Фамилия и инициалы) группа

Научный руководитель Орумбаев Р.К.  
(Фамилия и инициалы, ученая степень, звание)

Консультанты:

по экономической части:

Нараманов С.Г. к.э.н., профессор  
(Фамилия и инициалы, ученая степень, звание)

С.Г. «25» июля 2014 г.  
(подпись)

по безопасности жизнедеятельности:

Романов А.С. к.т.н., доцент  
(Фамилия и инициалы, ученая степень, звание)

«    »    20   г.  
(подпись)

по применению вычислительной техники:

\_\_\_\_\_  
(Фамилия и инициалы, ученая степень, звание)

«    »    20   г.  
(подпись)

\_\_\_\_\_  
(Фамилия и инициалы, ученая степень, звание)

«    »    20   г.  
(подпись)

Нормоконтролер: Дубовик В.П.  
(Фамилия и инициалы, ученая степень, звание)

«    »    20   г.  
(подпись)

Рецензент: Полозов М.В.  
(Фамилия и инициалы, ученая степень, звание)

«    »    20   г.  
(подпись)

Алматы 2014 г.

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Некоммерческое акционерное общество  
АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ

Факультет Заочного отделения и переподготовки СЕ  
Специальность 5В071700 - "Теплоэнергетика"  
Кафедра Тепловые энергетические установки

ЗАДАНИЕ

на выполнение дипломного проекта

Студент Алескеров Э.Р.  
(фамилия, имя, отчество)  
Тема проекта ТЭО строительства ТЭС мощностью  
2000 МВт с Северном Казахстане

утверждена приказом ректора №      от «    » сентября 20     г.

Срок сдачи законченной работы «    »      20     г.

Исходные данные к проекту требуемые параметры результатов проектирования (исследования) и исходные данные объекта

Исходная величина мощности: Электрическая мощность - 173 МВт  
тепловая мощность - 320,9 МВт (335,26 Гкал/ч)  
Располог. мощ. - Элект. - 162,3 МВт, Тепл. - 264,08 МВт  
(227,07 Гкал/ч)  
Топливо - Камышоль Акибаст., Мазут М-100  
котел - 6 БКЗ - 1600-100, Турбины - 3 Т-41-90,  
1 тур. К - 50-90, 4 генератора ТВ - 60-2

Перечень подлежащих разработке дипломного проекта вопросов или краткое содержание дипломного проекта:

- 1 Активация
- 2 Введение
- 3 Теплоэнергетический раздел
- 4 Раздел «Безопасности жизнедеятельности»
- 5 Экономический раздел
- 6 Специальный вопрос
- 7 Заключение
- 8 Список литературы

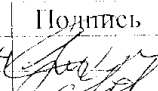
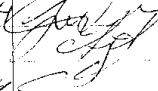
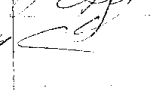
Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей)

Генеральный план  
Принципиальная схема  
Поперечный разрез главного корпуса

Рекомендуемая основная литература

1. Соколов А.И. Вспомогательное оборудование ТЭС. Конспект лекций. - Алматы: АИЭС, 2005 - 81с
2. Казмеев Ю.Г., Мингалеева Г.Р., Системы теплооборудования и пылеприготовления ТЭС. Справочное пособие. М - Издательский дом МЭИ, 2005 - 480 с
3. В.Я. Рожкич Тепловые электрические станции, 1987 г
4. В.Я. Рожкич Тепловые и атомные электрические станции. Справочник

Консультанты по проекту с указанием относящихся к ним разделов

Раздел	Консультант	Сроки	Подпись
Норм. контролер	Дубовик В.П.	24.06.14	
Эконом. часть	Паромонов С.Г.	23.06.14	
БМД	Мингалеева А.С.	25.06.14	



## **Аннотация**

В данном дипломном проекте предложено технико-экономическое обоснование строительства КЭС, мощностью 2000 МВт в Северном регионе Казахстана.

В теплотехническом разделе представлен расчет тепловой схемы блока К-500 МВт, произведен выбор основного и вспомогательного оборудования, общестанционных объектов.

В разделе безопасности жизнедеятельности представлены анализ условий труда, расчеты искусственного освещения турбинного цеха и выбросов загрязняющих веществ.

В разделе экономики составлен бизнес-план ТЭО строительства станции. Согласно расчетным инвестиционным показателям строительство КЭС является экономически обоснованным: период окупаемости проекта составляет порядка 11 лет.

## **Аңдатпа**

Берілген дипломдық жобада Қазақстанның Солтүстік өңірінде қуаты 2000 МВтт ЖЭО салудың технико – экономикалық дәйектемесі ұсынылған. Жылу техникалық тарауда К-500 МВт блогының жылу кестесінің есептеуі берілген, жалпы станциялық нысандардың негізгі және қосалқы жабдықтары таңдап алынған.

Тіршілік әрекеті қауіпсіздігі тарауында еңбек ету жағдайы сараптамасы, турбина цехында қолдап жасалған жарық пен атмосфераға шығарылатын зарарлы заттектердің есептеулері берілген.

Экономика тарауында ЖЭО бизнес- жоспары жасалған.

Инвестициялық есептеу көрсеткіштерге ЖЭО құрылысы экономикалық тұрғыдан дәйекті болып табылады: жобаның өтемділік уақыты 11 жылды құрайды.

## Содержание

### Введение

1. Теплотехнический раздел.....	
1.1. Расчет тепловой схемы конденсационного энергоблока 500 МВт....	
1.2. Выбор основного оборудования блока К-500 МВт.....	
1.3. Выбор вспомогательного оборудования блока К-500 МВт.....	
2. Раздел «Безопасности жизнедеятельности».....	
2.1. Производственная санитария .....	
2.2. Меры противопожарной безопасности.....	
2.3. Расчет искусственного освещения .....	
2.4. Расчет выбросов загрязняющих веществ.....	
3. Экономический раздел.....	
3.1. Определение годового отпуска энергии КЭС.....	
3.2. Определение чистой текущей стоимости NPV.....	
3.3. Расчет внутренней нормы прибыли IRR.....	
3.4. Расчет окупаемости инвестиций PP.....	
4. Специальный вопрос	
5. Заключение.....	
6. Список литературы.....	

## **ВВЕДЕНИЕ**

КЭС мощностью 2000 МВт проектируется в Северном Казахстане на основе программы развития электроэнергетики до 2050 года, которая является стратегической программой отрасли РК.

Проектируемая КЭС будет состоять из четырёх энергоблоков мощностью по 500 МВт. Каждый энергоблок включает прямоточный котел типа П-57-1 Подольского завода, турбина типа К-500-240-2 ХТГЗ и генератор типа ТГВ-500.

В данном проекте приведен расчет тепловой схемы энергоблока 500 МВт на следующие параметры:  $P_0 = 24$  МПа ( $240 \text{ кгс/см}^2$ );  $t_0 = 550$  °С; конечное давление пара:  $P_k = 0,004$  МПа;

Для предложенного блока произведен выбор основного и вспомогательного оборудования. Предложена компоновка главного корпуса.

В разделе БЖД дипломного проекта приведен расчёт выбросов вредных веществ в атмосферу.

В экономической части дипломного проекта составлен бизнес-план строительства станции.

### **1.Теплотехнический раздел**

#### **1.1.Расчет тепловой схемы конденсационного энергоблока 500 МВт.**

Параметры пара перед турбиной 23,5 МПа и 540 °С, промперегрев осуществляется при давлении 3,75 МПа( перед ЧСД ) до 540 °С; потеря давления на линиях промперегрева пара принимается равной  $\Delta p_{п.п}=0,1 p'_{п.п}$ . На приводную турбину питательного насоса пар подается из четвертого отбора главной турбины, имеется конденсатор с давлением  $p_{к}^{п.т.н}=0,006$  МПа. Давление в конденсаторе главной турбины  $p_{к}=3,3 \cdot 10^{-3}$  МПа. Отсосы из уплотнений турбины и от штоков клапанов используются в деаэраторе ( $\alpha_{упл1} = 0,01$ ) и в подогревателе уплотнений ( $\alpha_{упл2} = 0,005$ ). Условно принято, что поток пара  $\alpha_{упл} = \alpha_{упл1} + \alpha_{упл2} = 0,015$  поступает из паропровода острого пара, имея энтальпию  $i_0$ . Пар на эжекторы ( $\alpha_э = 0,006$ ) подается из деаэратора с энтальпией  $i_{д.н}$ . Потеря на утечку принимается равной  $\alpha_{ут} = 0,02$ , она восполняется испарительной установкой.

В соответствии с технико-экономическими рекомендациями  $t_{п.с}=t_{п1}=274^{\circ}\text{C}$ . Вследствие подмешивания потоков из выносных пароохладителей эта температура будет несколько выше, что будет учтено в процессе расчета. Исходя из данных технико-экономических расчетов недогрев воды в ПВД принимается для дорогого топлива  $u_{пвд} = 4^{\circ}\text{C}$ , а для ПНД  $u_{пнд} = 2^{\circ}\text{C}$  и остаточный перегрев пара после пароохладителей  $u_{п.о} = 10^{\circ}\text{C}$ .

На первом этапе расчета должны быть выбраны параметры пара и воды регенеративной установки. Температура насыщения пара из первого отбора равна  $t_{1н}=t_{п.с}+2=276^{\circ}\text{C}$ , необходимое давление в патрубке первого отбора равно  $p_1=6,13$  МПа. Принимая потерю давления в паропроводах отборов на



ПВД равной 6%, получаем давление пара в подогревателе  $p_{п1}=p_1/1,06=5,78$  МПа. Оценим давление питательной воды  $p_{п.в}=32$  МПа, тогда удельная энтальпия  $i_{п.в}^e=i_{п1}^e = 1206$  кДж/кг.

Давление пара перед ЧСД турбины после промперегрева принято равным  $p_{п.п}'' = 3,75$  МПа (15-20%  $p_0$  ). С учетом сопротивления системы промперегрева  $p_{п.п}' = 4,2$  МПа.  $p_{п2}'=p_{п.п}'/1,1=3,82$  МПа. Соответствующая температура насыщения  $t_{2н}=258,2^\circ\text{C}$ . Удельная энтальпия за подогревателем  $i_{п1}^e=1059,2$  кДж/кг.

Подогрев воды в остальных ступенях распределим по геометрической прогрессии, определив методом последовательных приближений ее показатель  $m=1,03$  :

$$\frac{\tau_3}{\tau_4} = \frac{\tau_4}{\tau_5} = \frac{\tau_5}{\tau_6} = \frac{\tau_6}{\tau_7} = \frac{\tau_7}{\tau_8} = m = 1,03$$

Сумма перепадов удельных энтальпий этих интервалов равна общему приросту энтальпии:

$$i_{п3инд}^e - i_{к}^e = \tau_8 \cdot (1 + m + m^2 + m^3 + m^4 + m^5 + m^6) = \tau_8(1 - m^7)/(1-m).$$

Полагая  $m = 1,03$  получаем:

$$\tau_8 = (i_{п3инд}^e - i_{к}^e) \cdot (1-m) / (1 - m^7) = (985-107,5) \cdot \frac{1-1,03}{1-1,03^7} = 114,5 \text{ кДж/кг.}$$

Соответственно подсчитываются удельные энтальпии воды после подогревателей:

$$i_{п8}^e = i_{к}^e + \tau_8 = 107,5 + 114,5 = 222 \text{ кДж/кг;}$$

$$i_{п7}^e = i_{п8}^e + m \cdot \tau_8 = 222 + 1,03 \cdot 114,5 = 339,97 \text{ кДж/кг;}$$

$$i_{п6}^e = i_{п7}^e + m^2 \cdot \tau_8 = 339,97 + 1,03^2 \cdot 114,5 = 461,5 \text{ кДж/кг;}$$

$$i_{п5}^e = i_{п6}^e + m^3 \cdot \tau_8 = 461,5 + 1,03^3 \cdot 114,5 = 586,61 \text{ кДж/кг};$$

$$i_{п4}^e = i_{п5}^e + m^4 \cdot \tau_8 = 586,61 + 1,03^4 \cdot 114,5 = 715,5 \text{ кДж/кг};$$

$$i_{п3}^e = i_{п7}^e + m^5 \cdot \tau_8 = 715,5 + 1,03^5 \cdot 114,5 = 848,26 \text{ кДж/кг};$$

$$i_{п3унд}^e = i_{п3}^e + m^6 \cdot \tau_8 = 848,26 + 1,03^6 \cdot 114,5 = 985 \text{ кДж/кг};$$

Распределение выполнено правильно, поскольку полученное значение  $i_{п3унд}^e$  совпало со значением, определенным ранее. Далее вычисляются последовательно температуры подогревателей воды, насыщенного греющего пара и давления пара в подогревателях. Полагая давление пара в подогревателях  $p_{к.н} \approx 2$  МПа и применяя, где требуется, линейную интерполяцию, получаем:

$$t_{п8} = 54,6; \quad t_{8н} = t_{п8} + u_{пнд} = 54,6 + 2 = 56,6; \quad p_{п8} = 0,017 \text{ МПа};$$

$$t_{п7} = 96,8; \quad t_{7н} = t_{п7} + u_{пнд} = 96,8 + 2 = 98,8; \quad p_{п7} = 0,097 \text{ МПа};$$

$$t_{п6} = 124,1; \quad t_{6н} = t_{п6} + u_{пнд} = 124,1 + 2 = 126,1; \quad p_{п6} = 0,24 \text{ МПа};$$

$$t_{п5} = 144,3; \quad t_{5н} = t_{п5} + u_{пнд} = 144,3 + 2 = 146,3; \quad p_{п5} = 0,43 \text{ МПа};$$

$$t_{п4} = 183,2; \quad t_{4н} = t_{п4} + u_{пнд} = 183,2 + 2 = 185,2; \quad p_{п4} = 1,08 \text{ МПа};$$

$$t_{п3} = 202; \quad t_{3н} = t_{п3} + u_{пнд} = 202 + 4 = 206; \quad p_{п3} = 1,76 \text{ МПа};$$

Давление в патрубках отборов для ПНД определялось с учетом потери давления в линиях отборов в размере 10% (принимается в диапазоне 8-10 %):

$$p_8 = 1,1 \cdot p_{п8} = 0,0187 \text{ МПа};$$

$$p_7 = 1,1 \cdot p_{п7} = 0,107 \text{ МПа};$$

$$p_6 = 1,1 \cdot p_{п6} = 0,264 \text{ МПа};$$

$$p_5 = 1,1 \cdot p_{п5} = 0,473 \text{ МПа};$$

$$p_4 = 1,1 \cdot p_{п4} = 1,188 \text{ МПа}.$$

Потеря давления в третьем отборе принята равной 6%:

$$p_3 = 1,06 \cdot p_{пз} = 1,87 \text{ МПа};$$

Теперь могут быть учтены параметры процесса расширения пара в турбине (рис.1.1): давление за ЧСД равно давлению в шестом отборе, скруглено принимаемом  $p_6 = 0,26 \text{ МПа}$ . Удельная энтальпия пара за ЧСД  $i_6 = 2873 \text{ кДж/кг}$ . Полагая по-прежнему  $p_k = 0,0033 \text{ МПа}$  и  $\eta_{oi}^{ЧНД} = 0,8$ , получаем  $i_k = 2345,76 \text{ кДж/кг}$ . Вместо ПНД П4 поверхностного типа, принятого при разбивке подогревателя по ступеням, в реальной схеме должен быть деаэратор. Рабочее давление в нем принимается несколько ниже, чем  $p_4$  по разбивке, чтобы обеспечить регулирование давления в деаэраторе при колебаниях нагрузки. Принимаем  $p_d = 0,8 \text{ МПа}$  и  $t_{dн} = 170,4^\circ\text{C}$ .

Коэффициенты недовыработки пара отборов подсчитываются по формулам:

$$y_1 = \frac{i_1 - i'_{пл} + i''_{пл} - i_k}{i_0 - i'_{пл} + i''_{пл} - i_k} = \frac{3029 - 2927,75 + 3539 - 2354,6}{3323 - 2927,75 + 3539 - 2354,6} = 0,814;$$

$$y_2 = \frac{i'_{пл} - i_k}{i_0 - i'_{пл} + i''_{пл} - i_k} = \frac{3539 - 2354,6}{3323 - 2927,75 + 3539 - 2354,6} = \frac{1184,4}{1579,65} = 0,75;$$

$$y_3 = \frac{i_3 - i_k}{H_i} = \frac{3350 - 2354,6}{1579,65} = 0,63.$$

Коэффициенты недовыработки остальных отборов определяются по формулам, аналогичным формуле для  $y_3$ .

$$y_4 = 0,551; \quad y_5 = 0,407; \quad y_6 = 0,328;$$

$$y_7 = 0,231; \quad y_8 = 0,155.$$

### 1.1.1 Процесс расширения пара в i-s диаграмме

Построение процесса работы пара в турбине в i, S-диаграмме (рис. 1.1) и составление табл. 1.1 осуществлялось одновременно.

Данные об параметрах пара в точках процесса расширения приведены в таблице 1.1. Приведенные данные соответствуют режиму работы при номинальном расходе пара через стопорные клапаны номинальной мощности 525 МВт, номинальных начальных параметрах пара и пара промежуточного перегрева, номинальной температуре охлаждающей воды 12 °С и расходе ее 51 480 м<sup>3</sup>/ч, расходе пара на собственные нужды в количестве 35 т/ч из отбора за 23-й (34-й) ступенями ЦСД и подпитке цикла обессоленной водой 33 т/ч.

Таблица 1.1 – Параметры пара в отборах турбины

Точки процесса расширения	Параметры пара		
	Давление, МПа	Температура, °С(Х)	Энтальпия, кДж/кг
0	23,5	540	3323
0'	23,03	540	3323
1	6,13	346	3029
2	4.20	297	2927,75
2'	3.75	540	3539
3	1,87	446	3350
4	1,187	383	3225
5	0,473	267	3180
6	0.263	203	2997
6'	0.26	203	2873
7	0.107	122	2720
8	0.0187	97	2600
К	0,0033	91	2340

Турбина имеет 8 нерегулируемых отборов пара, предназначенных для подогрева питательной воды (основного конденсата) в ПНД, деаэраторе и

ПВД до температуры 276 °С (при номинальной мощности турбины и питании приводных турбин главных питательных насосов паром из отборов турбины).

Схема расширения пара в турбине К-500-240-4 приведена на рисунке 1.1. При построении схемы расширения учитываем потери давления в пароперепускных трубах перед ЦВД (2%), а также перед ЦНД(1%). Утечки пара их концевых уплотнений принимаем 1% от общего расхода пара.

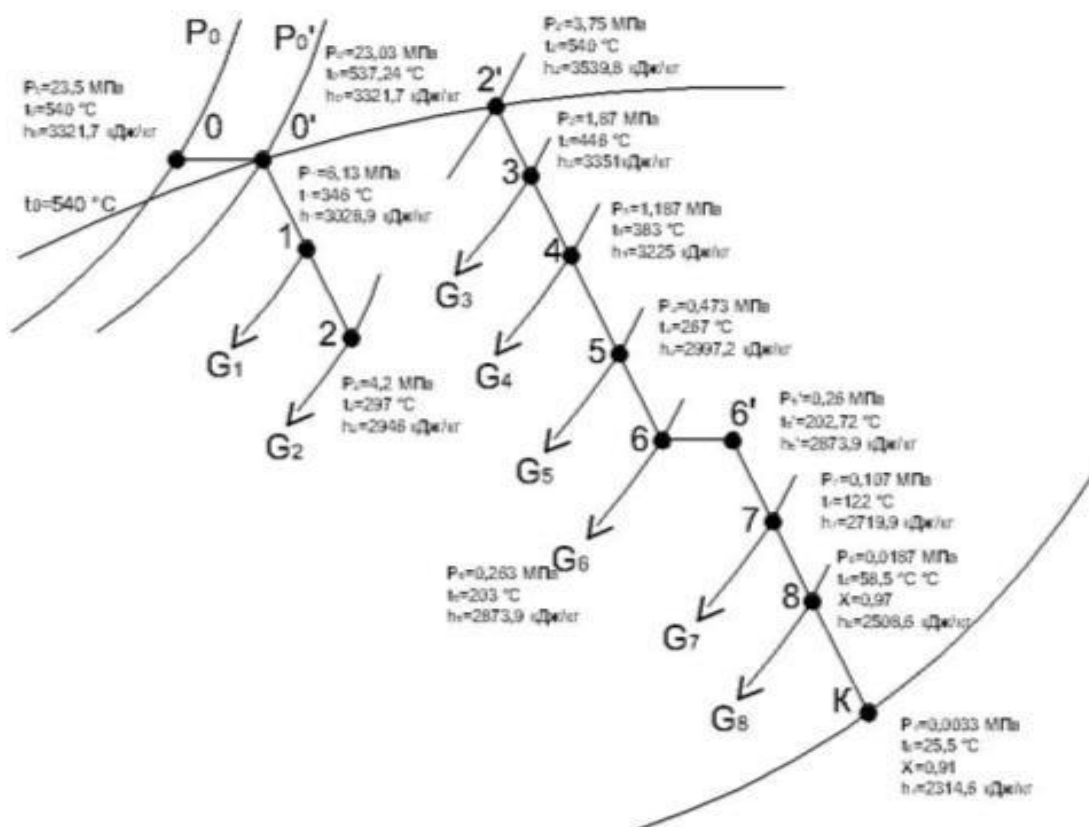


Рисунок 1.1 – Процесс расширения пара в турбине К-500-240-4

### 1.1.2 Тепловой баланс подогревателей высокого давления

Для нахождения доли расхода пара на ПВД № 1 составим и решим уравнение теплового баланса:

$$\alpha_{n1}(i_1 - i_{1\partial p}^s)\eta_n = \alpha_{n,6}(i_{n1}^s - i_{n2}^s)$$

Относительный расход питательной воды:

$$\alpha_{п.в} = 1 + \alpha_{упл} = 1 + 0,015 = 1,015, \text{ тогда:}$$

$$\alpha_{п1} = \frac{\alpha_{п.в}(i_{п1}^e - i_{п2}^e)}{(i_1 - i_{1\partial p}^e)\eta_{п}} = \frac{1,015(1206 - 1059,2)}{(3029 - 1093,2)0,98} = 0,0785.$$

Из уравнения теплового баланса подогревателя П2:

$$\alpha_{п2}(i_2 - i_{2\partial p}^e)\eta_{п} + \alpha_{п1}(i_1 - i_{1\partial p}^e)\eta_{п} = \alpha_{п.в}(i_{п2}^e - i_{п3}^e)$$

$$\alpha_{п2} = \frac{\alpha_{п.в}(i_{п2}^e - i_{п3}^e) - \alpha_{п1}(i_1 - i_{1\partial p}^e)\eta_{п}}{(i_2 - i_{2\partial p}^e)\eta_{п}} =$$

$$= \frac{1,015(1059,2 - 848,26) - 0,0785(3029 - 1093,2)0,98}{(2927,75 - 894)0,98} = 0,0997.$$

Из уравнения теплового баланса подогревателя П3:

$$\alpha_{п3}(i_3 - i_{3\partial p}^e)\eta_{п} + (\alpha_{п1} + \alpha_{п2})(i_{2\partial p}^e - i_{3\partial p}^e)\eta_{п} = \alpha_{п.в}(i_{п3}^e - i_{п.н}^e)$$

$$\alpha_{п3} = \frac{\alpha_{п.в}(i_{п3}^e - i_{п.н}^e) - (\alpha_{п1} + \alpha_{п2})(i_{2\partial p}^e - i_{3\partial p}^e)\eta_{п}}{(i_3 - i_{3\partial p}^e)\eta_{п}} =$$

$$= \frac{1,015(848,26 - 761,28) - (0,0785 + 0,0997)(894 - 775)0,98}{(3350 - 775)0,98} = 0,0267.$$

### 1.1.3 Материальный и тепловой баланс деаэратора

$$\alpha_{п.в} = \alpha_{п1} + \alpha_{п2} + \alpha_{п3} + \alpha_{упл1} - \alpha_{э} + \alpha'_{кн} + \alpha_{\partial 4}$$

$$\alpha'_{кн} = \alpha_{п.в} - \alpha_{п1} - \alpha_{п2} - \alpha_{п3} - \alpha_{упл1} + \alpha_{э} - \alpha_{\partial 4} = 0,855 - \alpha_{\partial 4}$$

При давлении  $p_{д} = 0,8 \text{ МПа}$  энтальпия сухого насыщенного пара  $i_{\partial н} = 2768,4 \text{ кДж/кг}$ ,  $i_{дн}^e = 720,9 \text{ кДж/кг}$ .

Из уравнения теплового баланса деаэратора:

$$(\alpha_{п1} + \alpha_{п2} + \alpha_{п3}) i_{3\partial p}^e + \alpha_{упл1} i_0 + \alpha'_{кн} i_{п5}^e + \alpha_{\partial 4} i_4 - \alpha_{э} i_{\partial н} = \alpha_{п.в} i_{дн}^e / \eta_{п}, \text{ или}$$

$$(0,0785 + 0,0997 + 0,0267)775 + 0,01 \cdot 3323 + (0,855 - \alpha_{\partial 4}) \cdot 586,6 +$$

$+ \alpha_{\partial 4} \cdot 3225 - 0,06 \cdot 2768,4 = 1,015 \cdot 720,9 / 0,98$ , находим  $\alpha_{\partial 4} = 0,0264$  и далее  $\alpha'_{кн} = 0,829$ . Доля расхода пара на приводную турбину питательного насоса:

$$\alpha_{т.п} = \frac{\alpha_{п.в} \cdot h_{н}^a}{H_i^{т.п} \cdot \eta_{н} \eta_{мех}^{т.п}} = \frac{1,015 \cdot 10^3 \cdot (p_{п.в} - p_{п.д}) \cdot \vartheta_{ср}}{(3225 - 2454) \cdot 0,83 \cdot 0,98} = \frac{1,015 \cdot 10^3 \cdot (32 - 0,8) \cdot 0,0011}{771 \cdot 0,813} = 0,556.$$

#### 1.1.4 Тепловой баланс подогревателей низкого давления

Из уравнения теплового баланса ПНД П5:

$$\alpha_{п5} (i_5 - i_{5\partial p}^s) \eta_{п} = \alpha_{п.с} (i_{п5}^s - i_{п6}^s)$$

$$\alpha_{п5} = \frac{\alpha_{п.с} (i_{п5}^s - i_{п6}^s)}{(i_5 - i_{5\partial p}^s) \eta_{п}} = \frac{1,015 (586,61 - 461,47)}{(2997 - 542,6) 0,98} = 0,0431.$$

Из уравнения теплового баланса подогревателя П6:

$$\alpha_{п6} (i_6 - i_{6\partial p}^s) \eta_{п} + \alpha_{п5} (i_{5\partial p}^s - i_{6\partial p}^s) \eta_{п} = \alpha_{п.с} (i_{п6}^s - i_{п7}^s)$$

$$\alpha_{п6} = \frac{\alpha_{п.с} (i_{п6}^s - i_{п7}^s) - \alpha_{п5} (i_{5\partial p}^s - i_{6\partial p}^s) \eta_{п}}{(i_6 - i_{6\partial p}^s) \eta_{п}} =$$

$$= \frac{1,015 (461,47 - 339,97) - 0,0431 (542,6 - 435,6) 0,98}{(2873 - 435,6) 0,98} = 0,0403.$$

Из уравнения теплового баланса подогревателя П7:

$$\alpha'_{кн} (i_{п7}^s - i_{см}) \eta_{п} = (\alpha_{п7} (i_7 - i_{7н}^s) + \alpha_{п6} (i_{6\partial p}^s - i_{7н}^s)) \eta_{п}.$$

Составим уравнение для точки смешения:

$$\alpha'_{кн} (i_{см} - i_{п8}^s) = (\alpha_{п5} + \alpha_{п6} + \alpha_{п7} + \alpha_{п8}) (i_{8н}^s - i_{п8}^s).$$

Уравнение теплового баланса для подогревателя П8:

$$(\alpha'_{кн} - \alpha_{п5} - \alpha_{п6} - \alpha_{п7} - \alpha_{п8}) (i_{п8}^s - i_{к}^s) = \alpha_{п8} (i_8 - i_{8н}^s) \eta_{п} - (\alpha_{п5} + \alpha_{п6} + \alpha_{п7}) (i_{7н}^s - i_{8н}^s) \eta_{п}$$

Решая систему уравнений из трех неизвестных, находим доли расхода пара в седьмом и восьмом подогревателях и энтальпию в точке смешения:  
 $\alpha_{п7} = 0,0464$ ;  $\alpha_{п8} = 0,0415$ ;  $i_{см} = 225,1$  кДж/кг.

Доля расхода пара в конденсатор турбины:

$$\alpha_k = 1 - \alpha_{п1} - \alpha_{п2} - \alpha_{п3} - \alpha_{д4} - \alpha_{м.п} - \alpha_{п5} - \alpha_{п6} - \alpha_{п7} - \alpha_{п8} = 0,542.$$

### 1.1.5 Расчет расходов пара

Расход пара турбиной при чисто конденсационном режиме:

$$D^k = \frac{N}{(i_0 - i'_{п.п} + i''_{п.п} - i_k) \eta_{мех} \eta_z} = \frac{500}{(3323 - 2927,75 + 3539 - 2345,76)} = 321,98 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Далее определяется сумма произведений  $\sum \alpha_i y_i$ . Коэффициент недовыработки пара отбора на приводную турбину насоса рассчитывается по неиспользуемому в главной турбине теплоперепаду  $i'_{п.т.н} - i''_{п.т.н}$ , поскольку выхлоп из приводной турбины насоса может возвращаться в нижерасположенный отбор главной турбины. В данном случае приводная турбина конденсационного типа и поэтому:

$$y_{т.п} = \frac{i'_{п.п} - i''_{п.п}}{i_0 - i'_{п.п} + i''_{п.п} - i_k} = y_4.$$

В таком случае:

$$\sum \alpha_i y_i = \alpha_{п1} y_1 + \alpha_{п2} y_2 + \alpha_{п3} y_3 + (\alpha_{д4} + \alpha_{м.п4}) y_4 + \alpha_{п5} y_5 + \alpha_{п6} y_6 + \alpha_{п7} y_7 + \alpha_{п8} y_8 = 0,249$$

Расход острого пара в турбину

$$D = \frac{D^k}{1 - \sum \alpha_i y_i} = \frac{321,98}{1 - 0,249} = 428,52 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Расход питательной воды  $D_{п.в} = D \cdot \alpha_{п.в} = 1,015 \cdot 428,52 = 435 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ .

Расходы пара в отборы:

$$D_{п1} = D \cdot \alpha_{п1} = 33,66 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

$$D_{п2} = D \cdot \alpha_{п2} = 42,74 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

$$D_{п3} = D \cdot \alpha_{п3} = 11,46 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

$$D_{д4} = D \cdot \alpha_{д4} = 11,30 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$



$$D_{т.п4} = D \cdot \alpha_{т.п4} = 23,81 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$D_{п5} = D \cdot \alpha_{п5} = 18,47 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$D_{п6} = D \cdot \alpha_{п6} = 17,25 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$D_{п7} = D \cdot \alpha_{п7} = 19,89 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$D_{п8} = D \cdot \alpha_{п8} = 17,79 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$D_{к} = D \cdot \alpha_{к} = 232,15 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

### 1.1.6 Расчет мощности

Мощность привода турбонасоса:

$$N_{т.п} = \frac{D_{п.в} \cdot \vartheta_{ср} (p_{н} - p_{в})}{\eta_{н} \eta_{мех}^{т.п}} = \frac{435 \cdot 0,0011 (32 - 0,8)}{0,83 \cdot 0,98} = 18,35 \text{ МВт.}$$

Сумма долей регенеративных отборов  $\sum \alpha_{пi} = 0,403$  и их расходов  $\sum D_{пi} = 172,56$  кг/с. Расход протечек пара через уплотнения  $D_{упл} = D_{упл1} + D_{упл2} = 6,428$  кг/с. Расход пара на эжектор из деаэратора  $D_{э} = \alpha_{э} D = 2,571$  кг/с; потери с утечками пара и конденсата  $D_{ум} = \alpha_{ум} D = 8,57$  кг/с.

Удельный расход пара:

$$d = \frac{3,6 \cdot D}{N} = \frac{3,6 \cdot 428,52}{500} = 3,085 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{ч)}$$

Для проверки правильности расчета определяется мощность турбоустановки по работающим потокам пара:

$$N_{п1} = 10^{-3} \cdot C (i_0 - i_1) \eta_{мех} \eta_z = 9,73 \text{ МВт;}$$

$$N_{п2} = 10^{-3} \cdot D_{п2} (i_0 - i'_{п.п}) \eta_{мех} \eta_z = 16,61 \text{ МВт;}$$

$$N_{п3} = 10^{-3} \cdot D_{п3} (i_0 - i'_{п.п} + i''_{п.п} - i_3) \eta_{мех} \eta_z = 6,58 \text{ МВт;}$$

$$N_{д} + N_{т.п} = 10^{-3} \cdot (D_{д4} + D_{т.п4}) (i_0 - i'_{п.п} + i''_{п.п} - i_4) \eta_{мех} \eta_z = 24,48 \text{ МВт;}$$

$$N_{п5} = 10^{-3} \cdot D_{п5} (i_0 - i'_{п.п} + i''_{п.п} - i_5) \eta_{мех} \eta_z = 17,02 \text{ МВт};$$

$$N_{п6} = 10^{-3} \cdot D_{п6} (i_0 - i'_{п.п} + i''_{п.п} - i_6) \eta_{мех} \eta_z = 17,99 \text{ МВт};$$

$$N_{п7} = 10^{-3} \cdot D_{п7} (i_0 - i'_{п.п} + i''_{п.п} - i_7) \eta_{мех} \eta_z = 23,74 \text{ МВт};$$

$$N_{п8} = 10^{-3} \cdot D_{п8} (i_0 - i'_{п.п} + i''_{п.п} - i_8) \eta_{мех} \eta_z = 23,33 \text{ МВт};$$

$$N_{к} = 10^{-3} \cdot D_{к} (i_0 - i'_{п.п} + i''_{п.п} - i_{к}) \eta_{мех} \eta_z = 362,53 \text{ МВт};$$

Суммарная мощность потоков пара в турбине  $\sum N_i = 502,02 \text{ МВт}$ .

Сходимость с предварительно заданной мощностью хорошая. Расход тепла турбогенераторной установкой:

$$Q_{т.у} = D_{т.у} (i_0 - i_{п.с}^s) + (D - D_{п1} - D_{п2}) (i''_{п.п} - i'_{п.п}) = 1136031,8 \text{ кВт}.$$

Коэффициент полезного действия турбогенераторной установки:

$$\eta_{т.у} = \frac{N}{Q_{т.у}} = \frac{500\,000}{1136031,8} = 0,440$$

Паровая нагрузка котельной установки:

$$D_{к.у} = D_{т.у} + D_{у.т} = 443,52 \text{ кг/с}.$$

Тепловая нагрузка котельной установки:

$$Q_{к.у} = D_{к.у} (i_{п.е} - i_{п.с}^s) + (D - D_{п1} - D_{п2}) (i_{п.п.к2} - i_{п.п.к1}) = 1146150,3 \text{ кВт}.$$

Коэффициент полезного действия трубопроводов:

$$\eta_{т.р} = \frac{Q_{т.у}}{Q_{к.у}} = \frac{1136031,8}{1146150,3} = 0,991.$$

Полагая КПД котельной установки  $\eta_{к.у} = 0,92$ , получаем КПД электростанции:

$$\eta_c = \eta_{т.у} \cdot \eta_{т.р} \cdot \eta_{к.у} = 0,401.$$

Удельный расход топлива:

$$b_y = \frac{0,123}{\eta_c} = \frac{0,123}{0,401} = 0,306 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{ч)}.$$

## 1.2. Выбор основного оборудования блока К -500 МВт.

Выбираем паровую конденсационную одновальную турбину типа К-500-240-2 ХТГЗ имени М. С. Кирова, номинальной мощностью 500 000 кВт на 3000 об/мин. Турбина рассчитана на параметры свежего пара, давлением 24 МПа и температурой 540°C и промежуточного перегрева 540°C.

## **Основные расчетные характеристики турбины К-500-240-2.**

Номинальная мощность, МВт	500
Максимальная мощность, МВт	535
Номинальный расход свежего пара, т/ч	1590
Максимальный расход свежего пара, т/ч	1650
Расход пара на промперегрев т/ч	1364
Температура питательной воды, °С	270
Давление пара перед ЦСД, кгс/см	37
Давление пара в конденсаторе, кгс/см	0,035
Расход охлаждающей воды через конденсатор, т/ч	51480
Номинальная температура охлаждающей воды, °С	12
Максимальная температура охлаждающей воды, °С	33
Общая масса турбины (без конденсатора), т	1200
Общая длина турбины (без конденсатора), м	29,5

Турбина имеет 9 нерегулируемых отборов, предназначенных для подогрева питательной воды в ПНД и для питания приводных турбин питательных насосов, бойлеров и воздухоподогревателя котла.

Парораспределение сопловое, на турбине применена централизованная подача масла подшипникам, от насоса гидроподъема к каждому подшипнику

на линии подвода масла, от насоса гидроподъема устанавливается игольчатый клапан, обратный клапан и манометр.

Максимальный расход пара на турбину составляет 1650 т/ч (458,3 кг/с). При этом расходе, включенных отборах сверх регенерации, номинальных параметрах пара и температуре охлаждающей воды 12°C может быть получена мощность около 535 МВт. Имеется четыре выхлопа на два конденсатора, по два выхлопа на каждый, отработанный в турбин пар поступает в два однотопочных конденсатора К-11520, каждый площадью поверхности охлаждения 11520 м. при отключении по охлаждающей воде одного конденсатора турбина обеспечивает плавное включение ВПУ, с помощью насосов гидроподъема достигается жидкое трение во всех подшипниках при работе на ВПУ.

Наличие настроечных игольчатых клапанов на маслоотводящих линиях позволяет наладить нормальную работу гидроподъема, в том числе при переносах вала и перераспределению нагрузки по опорам.

Масло Т-22. Турбоагрегат оснащен современной системой защиты (2 электромагнитных защитных устройства), отключающей согласно ПТЭ турбину при возникновении аварийных ситуаций, а также необходимыми регуляторами, блокировками и контрольно-измерительными приборами.

На основании произведенного теплового расчета производим выбор котлоагрегата для работы в блоке с турбиной К-500-240-2, в котором в качестве топлива будет сжигаться Экибастузский уголь.

#### **Характеристика Экибастузского угля.**

Влажность –  $W = 7,0\%$

Зольность –  $A = 38,1\%$

Теплота сгорания –  $Q_H = 16750$  кДж/кг

Зольность на сухую массу –  $A = 44,0\%$

Влага гигроскопическая -  $W = 1,0\%$

Максимальная влажность – 10

Выход летучих –  $V = 39$

Содержание серы – 0,7

Температура нормального жидкого шлакоудаления  $t_{н.ж.} = 1540^\circ\text{C}$

**Выбираем прямоточный котлоагрегат П-57-Р Подольского машиностроительного завода им. Орджоникидзе.**

*Основные технические характеристики.*

Паропроизводительность, т/ч	1650 (458,3 кг/с)
Давление острого пара за котлом, кгс/см	255
Температура первичного пара, °С	545
Расход топлива, т/ч	270 (75 кг/с)
Расход пара через вторичный паронагреватель, т/ч	1364 (378,9 кг/с)
Температура питательной воды, °С	270
Давление пара на входе в ПП по ЦВД, кгс/см	42
Давление пара на выходе в ПП по ЦВД, кгс/см	40,1
Температура пара на выходе из ПП, °С	545
Температура уходящих газов, °С	130
КПД котла брутто, %	91,76
Температура холодного воздуха, °С	30
Температура горячего воздуха, °С	340
Коэффициент избытка воздуха на	

Котел выполнен однокорпусным Т-образной компоновки. Выбор однокорпусного котла обусловлен меньшей его стоимостью по сравнению с двухкорпусным котлом той же производительности.

Меньшая стоимость за счет уменьшения количества паропроводов первичного и вторичного пара, снижение металлоемкости котла, снижается количество запорной регулирующей арматуры и т.д.

Т-образная компоновка имеет ряд достоинств по сравнению с П-образной. Установка двух конвективных шахт уменьшает глубину каждой из них и тем самым уменьшает тепловые развертки на глубине. Двойной фронт выхода газов уменьшает высоту газовых окон (снижает тепловую развертку по высоте), улучшает аэродинамику потока при входе в горизонтальный газоход. /3/

Увеличение фронта выхода газов из топки дает возможность увеличить поверхность нагрева ширм, увеличить коэффициент радиации пароперегревателя, выбрать приемлемые скорости пара и тем самым уменьшить сопротивление пароперегревателя. Котлоагрегат установлен в главном корпусе в рядах колонн «В и Г». Воздухоподогреватель установлен позади котла в рядах колонн «Г и Д» главного корпуса.

Трубчатый воздухоподогреватель выполнен из крупноблочных, длиннотрубных секций, скомпонованных в четыре законченных двухпоточных блоков.

Движение воздуха осуществляется по схеме четыре перекреста в два хода при внешних перепускных газоходах. Воздух подается в каждый ход с

одной и той же стороны и движется в межтрубном пространстве, а дымовые газы проходят по трубам сверху вниз.

Топка котла П-57-Р сохраняет двухъярусное расположение вихревых горелок.

Организация ступенчатого сжигания в горизонтальной плоскости двухвихревой топки в результате подачи части вторичного воздуха под углом к каналам аэросмеси.

Переход к схеме с промбункером пыли, раздачи пыли с повышенной концентрацией и организации ступенчатого сжигания с перераспределением воздуха и пыли между ярусами и отдельными горелками.

Эти два метода сжигания топлива применяются в данное время на котлоагрегате П-57-Р.

### **1.3 Выбор вспомогательного оборудования.**

По расходу и давлению питательной вода и согласно норм технической проектирования выбираем два питательных насоса ПН-1500-3500 с производительностью 950 м<sup>3</sup>/ч.напором 3500 м. вод. ст.

Привод насоса осуществляется с помощью турбины ОК-18 ПУ.

Для предотвращения кавитации на одном валу с турбопитательным насосом через редуктор установлен бустерный насос марки ПД-1600-180 по одному на питательный насос. (7,стр. 188)

Для удаления из питательной воды кислорода устанавливается деаэратор ДСП-2000-1 производительностью 2000 м<sup>3</sup>/ч, а также деаэрационный бак с запасом воды на 3,5 минуты работы блока. Объем бака 150 м<sup>3</sup>. для обеспечения дополнительного запаса обессоленной воды вне здания устанавливается два бака загрязненного конденсата, емкостью по 300 м<sup>3</sup> каждый.

Для обеспечения собственных нужд на систему отопления, вентиляцию, ГВС станции, для подогрева воздуха в калориферах устанавливаются два подогревателя сетевой воды ПСВ-515-3-23 и ПСВ-200-7-25. производительность по воде ПСВ -515-3-23 1500 т/ч (416,7 кг/с), масса без вода 12,5 тонн. Производительность по воде ПСВ-200-7-25 400 т/ч (111,1 кг/с), масса без воды 6,7 тонн.

Конденсатные насосы устанавливаются типа КСВ-1600-90 производительностью 1600 т/ч (444,4 кг/с) и напором 90 м.вод.ст. в первой ступени в количестве двух штук. /4/

Типоразмер	Давление на входе в насос	пном, об/мин	Мощность, кВт	КПД, %	Температура конденсата, °С	Масса насоса, т
КСВ-1600-90	0,59	1000	505	76	70	13,2

Привод осуществляется от электродвигателя АВ-630-1000. мощность 630 кВт, n=1000 об/мин. Конденсатные насосы второй ступени типа КСВ-1600-220 в количестве двух штук производительностью 1600 м<sup>3</sup>/ч, напор 220 м.вод.ст. насосы выбираем по (12, стр. 176)



Типоразмер	Давление на входе в насос	пном, об/мин	Мощность, кВт	КПД, %	Температура конденсата, °С	Масса насоса, т
КСВ-1600-220	1,27	3000	1143	82	70	7,3

Привод от электродвигателя типа 2АЗМ-1260/6000 мощностью 1250 кВт,  $n=3000$  об/мин. Для поддержания вакуума в конденсаторе главной турбины устанавливают два эжектора марки ЭП-3-50/150.

Остальное оборудование турбинного цеха идет в комплекте с турбиной К-500-240-2. в комплект турбины входит конденсатор К-11520.

Типоразмер	Поверхность теплообмена, м <sup>2</sup>	Предназн. для т/а типа	Расход охл. воды, м <sup>3</sup> /ч	Гидравл. сопротивл., кПа	Кол-во корпусов	Масса без воды, тонн
К-11520	11520	К-500-240-2	51,5	39	2	554

На электростанциях с блочными тепловыми схемами, циркуляционные насосы, подающие воду в конденсаторы турбины, устанавливаются на блочных насосных станциях. На каждый корпус конденсатора устанавливается один насос, при этом число насосов на турбину должно быть не менее двух. Расход охлаждающей воды через конденсатор 51,84 м<sup>3</sup>/ч (0,0144 м<sup>3</sup>/с).

Выбираем два циркуляционных насоса типа ОРВ-2-145 (ГОСТ-9366-80). Конденсатор турбины К-500-240 имеет два двухходовых однопоточных корпуса, расположенных перпендикулярно оси.

#### **Регенеративные подогреватели.**

В установке приняты восемь регенеративных подогревателей. Три подогревателя высокого давления типов: ПВД-1-ПВ-2300-17; ПВД-2-ПВ-2300-44; ПВД-3-ПВ-2300-61, а также пять подогревателей низкого давления типа: ПНД-ПН-800029-7.

#### **Выбор тягодутьевых машин.**

К установке принимаются два осевых дымососа типа ДОД-43, производительностью 1593000 м<sup>3</sup>/ч (442,5 м<sup>3</sup>/с), напор 347 кгс/м, устанавливаемый электродвигатель АО2-21-49-16У1.

А также выбираем к установке два дутьевых вентилятора на котел типа ВДОД-31,5, производительностью 850000 м<sup>3</sup>/ч (236,1 м<sup>3</sup>/с), полное давление 637 кгс/м, КПД=82,7%, электродвигатели ДАЗО-1961-10, N=2500 кВт. Вентиляторы первичного воздуха по два на котел ВДН-26-ПУ, производительностью 345000 м<sup>3</sup>/ч (95,83 м<sup>3</sup>/с), электродвигатель ДАЗО-2-17-44-8/10У1.

#### **Система топливного хозяйства КЭС.**

Система сооружения топливного хозяйства принята в виде двух самостоятельных трактов подачи топлива в главный корпус, с самостоятельными складами топлива.

Каждый тракт топливоподачи рассчитан на обеспечение топливом четырех энергоблоков. Расчетная производительность каждого тракта принимается 2000 т/ч (555,56 кг/с).

Для обеспечения такой производительности применены ленточные конвейера с шириной ленты 2000 мм (2 м) и установлено три вагонопрокидывателя типа ВРС-134.

Дробление топлива осуществляется в четырехблочном дробильном устройстве с молотковыми дробилками типа М 20\*30 Г производительностью до 1500 т/ч (416,7 кг/с), каждое устройство с электродвигателем типа АДО-1250/600.

Ленточные конвейера имеют расчетную производительность 2000 т/ч (555,56 кг/с), ширину транспортной ленты 2000 мм (2 м), скорость движения ленты 2 м/с. Угол наклона крайних роликов принят равным 30°.

Загрузка бункеров сырого угля в главном корпусе и сброс топлива на склад осуществляется стационарными двухсторонними плужковыми сбрасывателями шириной 2000 мм (2 м).

Для автоматического взвешивания топлива на конвейерах устанавливаются электронные ленточные весы типа 4500ЧВКУ-200. склады топлива принимаются общей емкостью 1650 тыс. тонн.

#### **Внешнее золошлакоудаление.**

Система золошлакоудаления принята гидравлическая, совместная по транспорту золы и шлака. Выход золошлаковой пульпы составляет 8460 м<sup>3</sup>/ч (2,35 м<sup>3</sup>/с).

Предусмотрена одна багерная насосная на два блока. Для подачи осветленной воды на смыв и транспорт золы и шлака устанавливается два насоса типа Д 2000-100 (1 рабочий, 1 резервный), напором 82 м.вод.ст. и подачей 1400 м<sup>3</sup>/ч (0,39 м<sup>3</sup>/с).

Удаление золы из-под электрофильтров, и шлака с котлов гидравлическое, с самотечным транспортом из главного корпуса в багерные насосные.

Забор шлака из топки котлоагрегата производится с помощью четырех (на котел) шлаковых ванн со шнеками для непрерывного удаления шлака.

Шлакозоловая пульпа по двум магистральным золопроводам диаметром 1,2 м (один рабочий, один резервный) поступает самотеком в золоотвал, площадь которого составляет 135 км (13500 м).

#### **Техническое водоснабжение.**

Потребные расхода охлаждающей воды на конденсаторы турбин и вспомогательное оборудование определены из условия кратности охлаждения в летнем и зимнем режимах работы электростанций и составляют в летний режим – 118 м<sup>3</sup>/с, в зимний – 96 м<sup>3</sup>/с.

Безвозвратное водопотребление КЭС складывается из потерь на испарение с водной поверхности водохранилища-охладителя, расхода воды на прямоточное гидрозолоудаление и другие нужды. Размер безвозвратных потерь составляет 3,97 м<sup>3</sup>/с.

Источником технического водоснабжения является канал «Иртыш-Караганда», расчетный расход воды из которого составляет 75 м<sup>3</sup>/с летом и 42 м<sup>3</sup>/с зимой.

Схема технического водоснабжения принята оборотной с наливным водохранилищем – охладителем, созданном на базе естественного озера. Циркуляционная вода после охлаждения в водохранилище поступает через глубинный водозабор по самотечным каналам к блочной насосной станции (БНС, одна на 4 блока), откуда циркуляционными насосами подается в конденсаторы турбин по водоводам диаметром 2м.

Сброс отработанной воды предусмотрен по водоводам диаметром 2 м до сбросного тракта, а далее широким фронтом в водохранилище-охладитель, при этом предусматривается возможность перехода (в случае необходимости), к схеме с открытыми отводящими каналами. Для увеличения активной зоны водохранилища и организации циркуляционной воды в водохранилище сооружена струенаправляющая дамба длиной 790 м.

Нормальный подпертый уровень (НПУ) водохранилища принят 158,5 м при отметке пола машзала главного корпуса 161,0 м. Объем воды в водохранилище составляет 86 млн. м<sup>3</sup>, площадь зеркала – 18,9 км<sup>2</sup>.

Водоохранилище – охладитель организован путем устройства трех вододерживающих плотин: №1 – длиной 255 м и объемом 3900 м<sup>3</sup>; №2 – длиной 1105 м и объемом 67700 м<sup>3</sup>; №3 – длиной 1786 м и объемом 169600 м<sup>3</sup> и сооружения канала подпитки водохранилища, рассчитанного на расход 10 м<sup>3</sup>/с. При этом для уменьшения засоления водохранилища предусмотрена в период эксплуатации его продувка через систему ГЗУ.

Сооружения технического водоснабжения рассчитаны из расхода 120 м<sup>3</sup>/с и характеризуются следующим:

- глубинный водозабор представляет железобетонную водозаборную галерею длиной 200 м. входная скорость воды составляет 0,1 м/с. От двух водозаборных галерей вода по восьми сборным железобетонным каналам сечением 4,2\*3 м общей длиной 790 м подводится к двум насосным станциям;
- две блочные насосные станции с установкой восьми насосов типа ОРВ-2-145 производительностью 7,43 м<sup>3</sup>/с каждый, по два насоса на каждый блок;
- сборный тракт в пределах пристанционного узла трапецеидального сечения с креплением сборными железобетонными плитами толщиной 0,2 м;
- открытые отводящие каналы в западном и восточном направлении пропускной способностью по 60 м<sup>3</sup>/с, с шириной по низу 15 м и откосами 2,5 м. скорость движения воды в каналах принята 0,7 м/с. Крепление прохода каналов в насыпи сборными железобетонными плитами толщиной 0,2 м. верхняя часть откоса покрыта асфальтобетоном по всей длине. Протяженность западного канала 2235 м, восточного 1410 м.

Для подачи воды на водоподготовку и хозяйственное водоснабжение станции в размере 980 м<sup>3</sup>/с предусматривается сооружение двух ниток самотечных трубопроводов диаметром 0,7 м от канала «Иртыш-Караганда» длиной 8675 м. предусмотрено сооружение двух водозаборных оголовков на канале в верхнем и нижнем бьефе насосной №4 из условий бесперебойной работы водоводов ремонта канала.

#### **Компоновка главного корпуса.**

Компоновка главного корпуса выполнена исходя из следующего:

1. Ячейка блока принята 60 м, что обусловлено компоновкой котлоагрегата, выполненной Подольским машиностроительным заводом в техническом проекте котла с установкой четырех регенеративных воздухоподогревателей с вертикальной осью диаметром 9,8 м.

2. Поперечник главного корпуса принят по блоку 500 МВт на примере Экибастузкой ГРЭС-2.

3. Здание главного корпуса трехпролетное – машинный зал, котельное отделение и помещение регенеративных воздухоподогревателей.

Компоновка оборудования главного корпуса характеризуется следующими основными решениями:

- поперечное расположение турбоагрегатов в машинном зале и совпадение осей котлов и турбин блока;

- закрытая компоновка оборудования машинного зала и котельного отделения, регенеративных воздухоподогревателей и дымососов и полуоткрытая установка электрофильтров;

- расположение багерных насосных ГЗУ в котельном отделении;

- принятие блочного щита управления на два блока с центральным расположением блочного щита по отношению к обслуживаемым блокам;

- два ввода топливоподдачи: первый - со стороны постоянного торца, второй – между четвертым и пятым блоками в дополнительном пролете 12 м.

Высотные отметки и размеры пролетов главного корпуса следующие:

1. Машинный зал.

Отметка обслуживания – 10,20 м

Отметка конденсационного пола – 0,00 м

Отметка подвала – 4,2 м

Пролет машзала – 51 м

Отметка головки рельса  
подкрановых путей – 20,60 м

## 2. Котельное отделение.

Отметка зольного пола – 0,00 м

Отметка блочных щитов – 41,1 м

Отметка установки деаэрационных  
баков – 27,95 м

Пролет котельной – 51 м  
в т.ч. деаэрационная этажерка – 12 м

Отметка головки рельса  
Подкрановых путей – 66,0 м.

## 3. Помещение регенеративных воздухоподогревателей.

Отметка ленточных транспортеров  
топливоподачи – 41,1 м

Пролет – 12 м

Пролет для размещения электрофильтров, дымососов  
и дутьевых вентиляторов – 24 м

Отметка головки рельса подкранового пути

Помещения дымососов и дутьевых вентиляторов – 14,1 м.

## **Электрическая часть.**



На ГРЭС установлено 4 генератора типа ТГВ-500 мощностью по 500 МВт, напряжением 20 кВ с тиристорным возбуждением.

Выдача мощности предусмотрена на напряжениях: 220 кВ и 500 кВ по пяти отходящим линиям для электропередачи в объединенную энергосистему Северного Казахстана.

Подключение генераторов №1, 2 предусмотрено блоками с трехфазными трансформаторами мощностью по 630 МВА на шины 220 кВ. Генераторы № 3 и 4 подключаются спаренными блоками через трехфазные трансформаторы мощностью по 630 МВА на шины 500 кВ.

На напряжении 220 кВ принята схема с двумя системами сборных шин и обходной с одним выключателем на цепь. Предусмотрена установка одного обходного выключателя и одного шиносоединительного.

На напряжении 500 кВ принята схема с полутора выключателями на цепь. Связь между шинами распределительного устройства 500 и 220 кВ осуществляется группой однофазных автотрансформаторов мощностью по 3×167 МВА с регулированием напряжения под нагрузкой. Открытые распределительные устройства (ОРУ) 500 и 220 кВ располагаются со стороны постоянного торца главного корпуса.

Питание собственного расхода станции осуществляется от восьми трансформаторов собственного расхода 20/6,3 кВ мощностью по 40 и 32 МВА, подключенным отпайками между генераторами и трансформаторами.

Предусмотрена установка двух резервных трансформаторов мощностью по 63 МВА, один из которых подключен к сборным шинам 220 кВ, а другой к обмотке автотрансформатора связи шин 220 и 500 кВ. предусмотрена

установка резервного неприсоединительного трансформатора мощностью 40 МВА.

Для питания цепей защиты, управления и сигнализации, а также аварийного освещения и резервных двигателей постоянного тока установлены аккумуляторные батареи 220 В: типа СК – 32. для питания потребителей постоянного тока ОРУ-220 и 500 кВ приняты две аккумуляторные батареи типа СК-14. питание двигателей постоянного тока питателей сырого угля предусмотрено от РУСН 380 В с помощью устройств бесступенчатого регулирования типов АР-СН, питание устройств постоянного тока топливоподачи предусмотрено от выпрямительных агрегатов типа ВСЗ-16.

Управление основными элементами схемы электрических соединений производится с центрального щита управления (ЦЩУ) и с четырех блочных щитов (БЩУ).

На ЦЩУ предусмотрена установка общестанционной информационно-вычислительной машины. С каждого БЩУ осуществляются пусковые операции, управление и контроль работы двух блоков, а также их останов. На ОРУ 220и 500 кВ предусмотрена также установка местных щитов.

## **2 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ**

### **2.1. Производственная санитария**

Принятые объемно-планировочные решения и специальные конструктивные решения имеют цель создать наиболее комфортные условия для персонала, работающего на своих постоянных местах, обеспечить безопасность труда и устранить возможные воздействия на организм человека.

В местах образования вредных выбросов, загрязняющих воздух рабочей зоны, предусмотрены местные отсосы.

Для бытовых целей предусмотрено горячее водоснабжение. Проектом так же предусмотрены мероприятия по борьбе с шумом и вибрацией.

Объемно-планировочные и конструктивные мероприятия, предусмотренные в строительной и технологической частях проекта, позволяют снизить уровень шума в местах постоянного пребывания персонала до 60-90 дБА, что соответствует СНиП 245-71 и ГОСТ 12.1.003-83.

Защита и звукоизоляция от шума достигается следующими мероприятиями:

- блочные щиты, центральный щит управления вынесены в отдельное здание, имеющие, специальные звукоизолирующие конструкции стеновых ограждений и перекрытий;
- для защиты от шума персонала, находящегося непосредственно у работающего оборудования применяются индивидуальные средства защиты – противошумные наушники ЦНИИОТ и «Беруши»;

- на период ремонтов предусматривается защита ремонтного персонала с помощью шумопоглощающих экранов.

Для уменьшения шума, создаваемого работающим оборудованием проектом предусмотрено:

- вентиляционное оборудование вытяжных и приточных систем устанавливается в основном в отдельных выгороженных помещениях (венткамерах);
- вентиляционные и насосные агрегаты устанавливаются на виброизолирующих основаниях, присоединение воздухопроводов к вентиляторам осуществляется при помощи гибких вставок (компенсаторов);
- в системах кондиционирования воздуха предусматривается устройство шумоглушителей, а само оборудование устанавливается на амортизирующих прокладках;
- основное и вспомогательное оборудование в соответствии с техническими условиями заводов-изготовителей имеет конструкцию обеспечивающую выполнение требований ГОСТ 12.1.003-83 по уровню звука на постоянных рабочих местах;
- турбины и другие вращающиеся агрегаты, а так же трубопроводы имеют тепловую изоляцию, поглощающую также и шумы.

Проектом предусмотрено наличие свободных проходов и ремонтных площадок.

Организации по защите персонала от вибрации состоят в следующем:

- в соответствии с техническими условиями заводов изготовителей на поставку турбинных агрегатов, уровень вибрации механизмов ограничен величиной, обеспечивающих на рабочих местах соблюдение ГОСТ 12.1.012.78;
- для ограничения возможной передачи вибрации к рабочим местам под все оборудование, являющееся источником вибрации, устанавливаются самостоятельные фундаменты островного типа.

Искусственное и естественное освещение выполняется в соответствии с действующими нормами СНиП II-4-79 «Естественное и искусственное освещение».

Электрическое освещение в помещения предусматривается двух видов: рабочее и аварийное. Напряжение осветительной сети в зданиях и сооружениях 380/220 В.

В помещениях, где постоянно находится рабочий персонал, применяются газоразрядные лампы. Общее освещение главного корпуса выполнено ртутными лампами в сочетании с лампами накаливания.

Освещение складов, железнодорожных путей осуществляется прожекторами. Дороги и проезды на территории станции освещены газоразрядными лампами.

Основным источником избыточного тепла на станции являются: нагретые поверхности парогенераторов, турбин, паропроводов, теплообменников, тепловыделения от электродвигателей и солнечной радиации через оконные проемы.

Согласно ГОСТ 12.4.123-83 ССБТ «Средства защиты от инфракрасного излучения» допустимое облучение составляет  $350 \text{ Вт/м}^2$ .

Для защиты обслуживающего персонала от избыточного тепла предусмотрены следующие мероприятия:

- покрытие излучающих поверхностей тепловой изоляцией;
- удаление избыточного тепла при помощи вентиляции;
- использование отражающих экранов.

### Анализ условий труда

Допустимые и оптимальные параметры для работы в соответствии с ГОСТ 12.1.055-88 приведены в таблице 4.8 и регулируются производственной системой общеобменной вентиляции.

Потолки и стены сооружены из малотеплопроводных материалов, не задерживающих осажденную пыль. Наличие больших оконных проемов и фонарей обеспечивает хорошую освещенность. При нормировании освещения руководствуются СНиП 11-4-79 «Естественное и искусственное освещение» и производится с помощью коэффициента естественной освещенности.

Таблица 2.1 - Допустимые параметры при работе

Период Года	Температура, °С	Относительная влажность, %	Скорость движения воздуха м/с
Холодный и переходный	17÷20	60÷40	0,2÷0,3
Теплый	20÷23	60÷40	0,3÷0,4

Искусственное освещение оценивают по освещенности заданной поверхности. При этом учитываются 4 момента:

- характер зрительной работы;
- контраст объекта с фоном;
- фон;
- систему освещения.

Общими мерами защиты человека от поражения электрическим током: заземление, зануление, защитное отключение.

В цехе будет установлено защитное заземление согласно ПУЭ-85, исключающее применение дополнительных мер и средств защиты.

Отвод статического электричества на общий контур осуществляется с учетом требований ГОСТ 12.4.124-83 «Средства защиты от статического электричества».

## **2.2 Меры противопожарной безопасности**

На станции выполнена кольцевая замкнутая система пожарной воды. Используются 4 НПЖ ( насоса пожаротушения ). Насосы расположены на береговой насосной станции БНС, всасы берутся с аванкамер циркуляционных насосов. На каждый ряд главного корпуса отводится собственный коллектор пожарной воды, отдельные трубопроводы ведут на топливоподачу, транспорт, химцех, пусковую отопительную котельную, мазутное хозяйство и т.д.

Пожарные краны расположены равноудаленно друг от друга на всех отметках, имеющих статус пожароопасного места. В виде отдельной линии выполнены:

- пожаротушение кровли ( внутренняя разводка ) ;
- сухотрубы на тушение внешней части кровли ;
- лафетные стволы на гашение очагов в случае возгорания кровли и невозможности подойти достаточно близко.

В турбинном и котельном отделении главного корпуса установлены пожарные посты, укомплектованные индивидуальными средствами пожаротушения, как то : огнетушители пенные и углекислотные, лопаты, багры, песок, переходники на рукава, сами рукава и т.д.

## **2.3.Расчет искусственного освещения**

Исходные данные:

Габариты турбинного отделения главного корпуса котлотурбинного цеха:

длина  $A = 50$  метров

ширина  $B = 30$  метров

высота  $h = 26$  метров

**Наименьшая освещенность 75 ЛК**

Разряд зрительной работы V

Нормируемая освещенность  $E = 100$  ЛК

Принимаем систему общего освещения с лампами накаливания в защитном корпусе. Принимаем газонаполненные лампы.

Таблица 2.2

Тип Лампы	Мощность, Вт	Световой поток при напряжении 220 В
Г	500	8300

коэффициент отражения

пола  $\rho_{\text{пола}} = 30\%$

стен  $\rho_{\text{стен}} = 50\%$

потолка  $\rho_{\text{потолка}} = 70\%$

Расчетная высота подвеса

Рабочая поверхность находится на расстояниях от одного метра до шестнадцати метров, поэтому берем для расчета максимальную; высота свеса лампы 0,5 м по формуле из МУ [6]:

$$h_{\text{расч.}} = h_{\text{зд}} - (h_{\text{р}} + h_{\text{св}}) = 26 - (20 + 0,5) = 5,5 \text{ метра} \quad (2.1)$$

наивыгоднейшее расстояние между светильниками определяются по формуле

$$Z = N \cdot h = 1,2 \cdot 5,5 = 6,6 \text{ м} \quad (2.2)$$

$$L = Z/2 = 3,3 \text{ м} \quad (2.3)$$

Принимаем расстояние между лампами 6,0 метра, от стен 3,0 метра. Всего в турбинном отделении  $(50 - 3,0 - 3,0) / 6,0 = 7$  рядов по  $30 / 3 - 1 = 9$  ламп в каждом ряду.

Определение индекса помещения по формуле



$$i = \frac{A \cdot B}{n(A + B)} = \frac{50 \cdot 30}{8(50 + 30)} = 2,34 \quad (2.4)$$

Коэффициент использования  $\eta = 45\%$

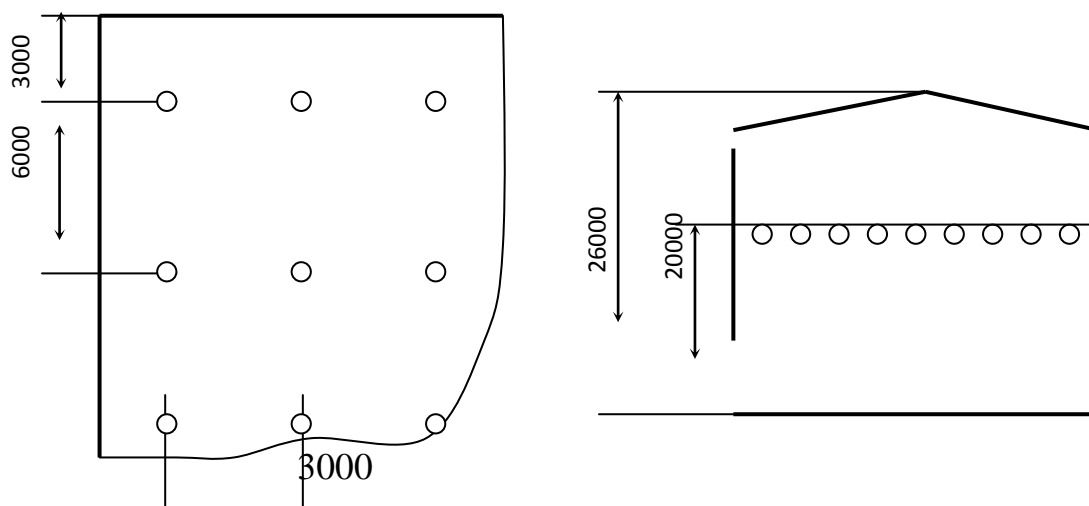
Коэффициент запаса  $K_3 = 1,5$

Световой поток

$$\Phi = \frac{E \cdot K_3 \cdot S \cdot Z}{N \cdot \eta} = \frac{100 \cdot 1,5 \cdot 1500 \cdot 6}{59 \cdot 16 \cdot 0,45} = 3177 \text{ ЛМ} \quad (2.5)$$

где  $Z$  – коэффициент неравномерного освещения  $Z = 1,1 \div 1,2$

Выбор сделан правильно, что подтвердил расчет. Значит принимаем в турбинном отделении светильники с газонаполненными лампами накаливания в количестве 63 штук, расстояние между рядами 6 метров в ряду между лампами 3 метра.



#### 2.4. Расчет выбросов загрязняющих веществ

Характеристика Экибастузского угля.

Влажность –  $W = 7,0\%$

Зольность –  $A = 44,0\%$

Теплота сгорания –  $Q_H = 16750 \text{ кДж/кг}$

Содержание серы –  $0,3\%$

Содержание азота –  $0,3\%$

Температура уходящих газов, °С 130

Расход топлива, т/ч 270 (75 кг/с)

1) Твердые частицы

Твердые частицы, находящиеся в дымовых газах, представляют собой совокупность летучей золы и несгоревшего в топке топлива (кокса). Массовый выброс твердых частиц  $M_3$  (г/с или т) вычисляется по одному из нижеприведенных балансовых уравнений:

$$M_3 = 0,01 B a_{\text{ун}} A^P (1 - \eta_{\text{зу}})$$

$$M_3 = 0,01 \cdot 75 \cdot 1,7 \cdot 0,44 \cdot (1 - 0,006) = 0,558 \text{ кг/с.}$$

или при отсутствии экспериментальных данных о содержании горючих в уносе:

где  $B$  – расход натурального топлива;

$A^P$  – зольность топлива на рабочую массу, %;

$a_{\text{ун}}$  - доля золы, уносимой газами из котла (доля золы топлива в уносе, принимается в соответствии с данными, приведенными в таблице 2.2);

$\eta_{\text{зу}}$  - доля твердых частиц, улавливаемых в золоуловителях, с учетом залповых выбросов;

Оксиды серы  $SO_x$

Суммарное количество образовавшихся при сжигании сернистых топлив оксидов серы  $SO_x = SO_2 + SO_3$  принято определять в пересчете на диоксид серы  $SO_2$ . Расчет массового выброса оксидов серы  $M_{SO_2}$  (г/с) выполняется по следующему балансовому стехиометрическому выражению:

$$M_{SO_2} = 0.2 \cdot B \cdot S^P (1 - \eta'_{SO_2}) (1 - \eta''_{SO_2}) (1 - \eta^c_{SO_2} \frac{n_0}{n_k}),$$

$$M_{SO_2} = 0.2 \cdot 75 \cdot 0.3 (1 - 0.02) \left( 1 - 0.9 \cdot \frac{8400}{8400} \right) = 0.441 \text{ (кг/с)}$$

где  $B$  – расход натурального топлива, кг/с;

$S^P$  – содержание серы в топливе на рабочую массу, %;

$\eta'_{so_2}$  – доля оксидов серы, связываемых летучей золой в газоотходах котла;

зависит от зольности топлива и содержания свободной щелочи в летучей золе;

$\eta''_{so_2}$  – доля оксидов серы, улавливаемых в золоуловителе;

$\eta^c_{so_2}$  – доля оксидов серы, улавливаемых в установках сероочистки дымовых газов, величина принимается по паспортным данным установки;

$n_o, n_k$  - длительность работы установки сероочистки и котла соответственно, ч/год.

Доля оксидов серы  $\eta''_{so_2}$ , улавливаемых в сухих золоуловителях (электрофильтрах, батарейных циклонах), принимается равной нулю.

Таблица 2.3

Величины коэффициента  $\eta'_{so_2}$  при факельном сжигании топлив

Топливо	$\eta'_{so_2}$
Торф	0,015
Сланцы эстонские и ленинградские	0,8
Сланцы других месторождений	0,5
Экибастузский уголь	0,02
Березовские угли Канско-Ачинского бассейна	
- для топок с твердым шлакоудалением	0,5

- для топок с жидким шлакоудалением	0,2
Другие угли Канско-Ачинского бассейна	
- для топок с твердым шлакоудалением	0,2
- для топок с жидким шлакоудалением	0,05
Угли других месторождений	0,1
Мазут	0,02
Газ	0

#### Оксиды азота

Суммарный выброс оксидов азота  $NO_x$  в пересчете на  $NO_2$  (г/с или т), выбрасываемых в атмосферу с дымовыми газами котла при сжигании твердого, жидкого и газообразного топлива, рассчитывается по соотношению

$$M_{NO_2} = B \cdot K_{NO_2} \cdot \left(1 - \frac{q_4}{100}\right) \cdot \beta_1 \cdot (1 - \epsilon_1 r) \beta_2 \cdot \beta_3 \cdot \epsilon_2 \cdot \left(1 - \eta_{аз} \frac{n_0}{n_k}\right) \cdot k_n$$

$$M_{NO_2} = 270 \cdot 10.703 \cdot \left(1 - \frac{6}{100}\right) \cdot 0.319 \cdot 1 \cdot 0.85 \cdot 0.85 \cdot (1 - 0.5) = 0.0797 \text{ (кг/с)}$$

где **B** – расход условного топлива, т/ч (или т);

$K_{NO_2}$  - коэффициент, характеризующий удельный выход оксидов азота на 1 т сжигаемого топлива, кг/т;

$q_4$  – потери тепла от механической неполноты сгорания топлива, %;

$\beta_1$  – коэффициент, учитывающий влияние на выход оксидов азота качества сжигаемого топлива;

$\beta_2$  – коэффициент, учитывающий конструкцию горелок и равный:

- для вихревых горелок – 1,0;

- для прямоточных горелок – 0,85;

$\beta_3$  – коэффициент, учитывающий вид шлакоудаления и равный:

- при твердом шлакоудалении – 1,0;
- при жидком шлакоудалении – 0,85;

$\epsilon_1$  - коэффициент, характеризующий эффективность воздействия рециркулирующих газов на выход оксидов азота в зависимости от условий подачи их в топку;

$\epsilon_2$  - коэффициент, характеризующий уменьшение выбросов оксидов азота (при двухступенчатом сжигании) при подаче части воздуха  $\delta_v$  помимо основных горелок при условии сохранения общего избытка воздуха за котлом, определяется по рис. 2.2;

$r$  - степень рециркуляции дымовых газов;

$\eta_{аз}$  – доля оксидов азота, улавливаемых в азотоочистной установке;

$n_o, n_k$  – длительность работы соответственно азотоочистной установки и котла, ч/год;

$k_{п}$  - коэффициент пересчета:

- при валовых выбросах в граммах в секунду  $k_{п} = 0,278$ ;
- при расчете выбросов в тоннах  $k_{п} = 10^{-3}$ .

Коэффициент  $K_{No_2}$  вычисляется по следующим эмпирическим формулам:

$$K = \frac{12 \cdot D\phi}{200 + D} = \frac{12 \cdot 1650}{200 + 1650} = 10,703$$

Значения коэффициента  $\beta_1$  принимаются:

- при сжигании твердого топлива:

при  $\alpha_T \leq 1,25$   $\beta_1 = 0,178 + 0,47 \cdot N^p = 0,319$ ;

Определение минимальной высоты дымовой трубы

Значение высоты дымовой трубы рассчитывается по формуле /15/:

$$H = \sqrt{\frac{A \cdot M \cdot F \cdot \eta \cdot m \cdot n}{(ПДК - C_{\phi}) \cdot \sqrt[3]{V_{\Gamma} \cdot \Delta T}}}, \quad (3.5)$$

где  $M = M_{SO_2} + 5,88M_{NO_2} = 0,441 + 5,88 \cdot 0,0797 = 0,9097$  кг/с

$A = 200$  (для Казахстана) – коэффициент, температурной стратификации атмосферы;

$V_{\Gamma} = 325$  м<sup>3</sup>/с – объём дымовых газов;

$F=1$  (для газообразных веществ) – коэффициент скорости оседания вредных веществ в атмосферном воздухе;

$\Delta T = T_{\text{ВУХ}} - T_{\text{ЛЕТ}}^{\text{СР. МАКС}} = 130 - 32 = 98$  °С – разность температур выбрасываемых из котла газов и средней максимальной температуры наружного воздуха наиболее жаркого месяца года в 13.00 часов дня /16/;

$\eta=1$  (для ровной и слабопересечённой местности) – безразмерный коэффициент, учитывающий влияние рельефа местности;

$C_{\phi}=0$  (принимается ввиду отсутствия данных) – фоновая концентрация вредных веществ, характеризующая загрязнение атмосферы, создаваемое другими источниками;

$ПДК = 0,5$  мг/м<sup>3</sup>.

При принятой ориентировочно высоте трубы определяются безразмерные коэффициенты  $m$  и  $n$ , учитывающие условия выхода дымовых газов из трубы.

$H=180$  м - ориентировочная высота трубы.

$\omega_0=25$  м/с – скорость выхода дымовых газов.

Диаметр устья дымовой трубы /15/:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{\Gamma}}{\pi \cdot \omega_0}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 325}{3,14 \cdot 25}} = 4 \text{ м.}$$

Значение коэффициентов  $m$  и  $n$  определяются в зависимости от параметров  $f$ ,  $v_M / 15$ :

$$f = 1000 \cdot \frac{W_0^2 \cdot D}{H^2 \cdot \Delta T} = 1000 \cdot \frac{25^2 \cdot 4}{180^2 \cdot 98} = 0,81$$

$$v_M = 0,65 \cdot \sqrt[3]{\frac{V_T \cdot \Delta T}{H}} = 0,65 \cdot \sqrt[3]{\frac{325 \cdot 98}{180}} = 3,65$$

При  $f < 100$ :

$$m = \frac{1}{0,67 + 0,1 \cdot \sqrt[3]{f} + 0,341 \cdot \sqrt[3]{f}} = \frac{1}{0,67 + 0,1 \cdot \sqrt[3]{0,81} + 0,341 \cdot \sqrt[3]{0,81}} = 0,927$$

Коэффициент  $n$  при  $f < 100$  и  $v_M > 2$  равен 1.

$$H = \sqrt{\frac{200 \cdot 909,7 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,927 \cdot 1}{(0,5 - 0) \cdot \sqrt[3]{325 \cdot 98}}} = 133 \text{ м.}$$

### 3. Экономическая часть

Казахстан обладает крупными запасами энергетических ресурсов (нефть, газ, уголь, уран) и является энергетической державой.

По итогам 2010 года Казахстан является нетто-импортёром электроэнергии (север Казахстана экспортирует электроэнергию в Россию, а юг покупает её у Киргизии и Узбекистана).

Суммарная установленная мощность всех электростанций Казахстана составляет 18 992.7 МВт электроэнергии. Выработка по типу электростанций распределяется следующим образом:

ТЭС (тепловые электростанции) — 87,7 %;

КЭС (конденсационная электростанция) — 48,9 %;

ТЭЦ (теплоэлектроцентраль) — 36,6 %;

ГТЭС (газотурбинная электростанция) — 2,3 %;

ГЭС (гидроэлектростанции) — 12,3 %

Около 70 % электроэнергии в Казахстане вырабатывается из угля, 14,6 % — из гидроресурсов, 10,6 % — из газа и 4,9 % — из нефти

В данном разделе дипломного проекта представлено ТЭО строительства КЭС. /18/

#### Исходные данные

Годовой объём выработки электрической энергии:  $\mathcal{E}_в=14\ 640$  млн.кВт\*ч;

Количество часов использования установленной мощности:

$T_m=7320$  часов Удельный расход топлива на выработку одного кВт\*ч

электроэнергии :  $b_9 = 313$  гут/кВтч;

Теплотворная способность топлива  $Q_p=3830$ ккал/кг

Цена топлива  $C_t=1800$  тенге /тнт



### 3.1. Определение годового отпуска энергии КЭС

При работе электростанций, часть вырабатываемой энергии расходуется на собственные нужды станций. Этот расход электроэнергии зависит от типа оборудования и его единичной мощности агрегатов, вида используемого топлива, степени технического совершенствования основного и вспомогательного оборудования и правильного ведения технической и финансовой политики на станции. Технологический цикл производства электроэнергии на современных электростанциях полностью механизирован. Имеются многочисленные механизмы собственных нужд как основного энергетического оборудования (ядерные реакторы, парогенераторы, турбины), так и вспомогательных цехов станций.

В расчетах примем расход электроэнергии на собственные нужды в размере 7% ( $\mathcal{E}_{\text{сн}}$ )

Годовой отпуск электрической энергии :

$$\mathcal{E}_{\text{от}} = \mathcal{E}_{\text{в}} \cdot (1 - \mathcal{E}_{\text{сн}}) = 14\,640 \cdot (1 - 0,07) = 13\,468 \text{ млн. кВтч,}$$

$\mathcal{E}_{\text{в}}$  - годовая выработка электрической энергии

#### Определение затрат на топливо

Годовой расход топлива на выработку электрической энергии:

$$B_{\text{э}} = \mathcal{E}_{\text{от}} \cdot b_{\text{э}} = 14\,640 \cdot 313 = 4\,582,32 \text{ тыс. туг,}$$

Итого расход топлива КЭС составляет

$$B_{\text{г}} = B_{\text{э}} = 4\,582,32 \text{ тыс. туг}$$

В связи с тем, что затраты на оплату топлива и его транспортировку осуществляются по натуральному топливу, то полученные величины расхода топлива необходимо перевести в натуральное топливо.

Расход натурального топлива будет

$$B_n = B_y : K_n = 4582,32 \cdot 1,827 = 8375 \text{ тыс. тунт.}$$

$K_n$  - коэффициент перевода условного топлива в натуральное, определяется исходя из соотношения теплотворной способностей условного и натурального топлива

$$K_n = Q^y / Q_p^u = 7000 / 3830 = 1,827$$

Затраты на транспорт 1 тнт твердого топлива :

$$C_{тр} = R \cdot (0,8 - 1,0) = 500 \cdot (0,8 - 1,0) = 450 \text{ тенге/тнт.}$$

Составляющая затрат на топливо определяется

$$I_T = B_n \cdot (C_T + C_{тр}) = 8375 \cdot (1800 + 450) = 18\,843,75 \text{ млн. тенге.}$$

### Расчет КПД использования топлива

Коэффициент полезного использования топлива, с учетом расхода электроэнергии на собственные нужды определяется:

$$K_{ПД_э} = 123 : b_э \cdot 100\% = 123 : 313 \cdot 100\% = 39,3\%$$

Коэффициент использования топлива станцией будет

$$K_{ПД} = \frac{0,86 \cdot \text{Эот}}{7 \cdot B} \cdot 100\% = \frac{0,86 \cdot 18843,75}{7 \cdot 4582,32} = 0,505\%, \text{ где}$$

0,86 - коэффициент перевода электроэнергии в тепло;

7 - теплотворная способность условного топлива, 7000 ккал/кг.

### Расчет затрат на воду

Система технического водоснабжения обеспечивает подачу большого количества холодной воды для охлаждения конденсаторов турбин.

Системы разделяются на прямоточные, оборотные и смешанные. В прямоточных системах вода забирается насосами из естественного источника (обычно из реки) и после прохождения конденсатора сбрасывается обратно.

При этом вода нагревается примерно на 8—12 °С, что в ряде случаев изменяет биологическое состояние [водоёмов](#). В оборотных системах вода циркулирует под воздействием циркуляционных насосов и охлаждается воздухом. Охлаждение может производиться на поверхности [водохранилищ-охладителей](#) или в искусственных сооружениях: брызгальных бассейнах или [градирнях](#). /10/

В маловодных районах вместо системы технического водоснабжения применяются воздушно-конденсационные системы (сухие градирни), представляющие собой воздушный радиатор с естественной или искусственной тягой. Это решение обычно вынужденное, так как они дороже и менее эффективны с точки зрения охлаждения.

В Северном Казахстане затраты на водоснабжения принято считать 0,12 тенге/кВт\*ч.

$$Z_b = \Xi_b \cdot (0,12) = 14640 \cdot 0,4 = 5856 \text{ млн. тенге.}$$

### **Расчет затрат на заработную плату**

При расчете фонда оплаты труда предприятия, как правило, используют прямой метод исходя из общей численности работающих, объема выполняемых работ, тарифной системы и применяемых систем оплаты труда.

ППП подразделяется на эксплуатационный, ремонтный и административно-управленческий персонал. Его количество зависит, в основном, от единичной мощности и количества основного энергооборудования, вида используемого топлива, способа проведения ремонтов. /10/

Численность ППП можно определить через штатный коэффициент, показывающий, какое количество персонала приходится на 1 МВт установленной электрической мощности станции. Установленная электрическая мощность станции определяется через максимальное число часов использования установленной мощности и годовую выработку электрической энергии, т.е.

$$N_y = \mathcal{E}_B / T_M = 14640 / 7320 = 2000 \text{ МВт.}$$

Численность персонала станции определяется

$$\text{ЧП} = K_{\text{ш}} \cdot N_y = 1,5 \cdot 2000 = 3000 \text{ чел.}$$

Суммарный фонд заработной платы включает в себя:

- входит сумма оплаты труда в денежном и натуральной форме за отработанное и неотработанное время. Кроме того, в Ф.о.т. включаются стимулирующие доплаты и надбавки, премии, регулярные выплаты на питание, топливо.

$$I_{\text{зпо}} = 1000 \cdot 3000 = 3\,000 \text{ тыс. тенге ;}$$

- дополнительная заработная плата (Изпд) включает в себя выплаты, не связанные с рабочим временем (оплата очередных, дополнительных и учебных отпусков, за время выполнения государственных обязанностей и др.)

$$I_{\text{зпд}} = 3\,000 \cdot 0,15 = 450 \text{ тыс. тенге ;}$$

- начисления на заработную плату (Изпн) включают в себя отчисления на социальный налог и начисления в пенсионный фонд

$$I_{\text{зпн}} = (1440 + 216) \cdot 0,215 = 356,04 \text{ тыс. тенге.}$$

Формула для определения суммарного фонда заработной платы будет следующей

$$I_{\text{зп}} = I_{\text{зпо}} + I_{\text{зпд}} + I_{\text{зпн}} = 3\,000 + 450 + 356,04 = 3\,806,04 \text{ млн. тенге.}$$

## Расчет амортизационных отчислений

Амортизационные отчисления — это денежные средства, предназначенные для возмещения износа предметов, относящихся к основным средствам предприятия (основным фондам). Амортизационные отчисления распределяются на полное и частичное восстановление (капитальный ремонт). Амортизационные отчисления берутся в % от величины суммарных капитальных вложений в станцию. На каждый вид оборудования установлены свои нормы амортизации в зависимости от срока службы и назначения производственных фондов в производственном процессе. /10/

Норма амортизации представляет собой установленный государством годовой процент погашения стоимости основных фондов и определяет сумму ежегодных амортизационных отчислений.

Иначе говоря, норма амортизации — это отношение суммы годовых амортизационных отчислений к стоимости ОПФ, выраженное в процентах.

Нормы амортизации устанавливаются и периодически пересматриваются государством, они едины для всех предприятий и организаций независимо от их форм собственности и форм хозяйствования.

В расчетах примем величину  $K_{уд}$  для КЭС 2000 МВт -2 000 \$/кВт, установленной мощности. Стоимость доллара США примем из расчета 181тенге.

$$K_{уд} = 1800\$/кВт$$

$$K = K_{уд} \cdot N_y = 2\,000 \cdot 181 \cdot 2000 \cdot 1000 = 724 \text{ млн. тенге.}$$

В среднем, в зависимости от мощности блоков и станции в целом, вида потребляемого топлива, норма амортизации находится в пределах 6-8%. Для проведения укрупненных расчетов, норму амортизационных отчислений примем в размере 7% от величины К

$$I_{\text{ао}} = 0,07 \cdot K = 0,07 \cdot 724 = 50\ 680 \text{ млн. тенге.}$$

### **Расчет затрат на проведение текущего ремонта**

Текущий ремонт и техническое обслуживание является вспомогательным, но очень важным элементом производственно-хозяйственной деятельности в энергетике. Эту составляющую затрат, кроме затрат на проведение текущего ремонта производственного оборудования входят и затраты на технический осмотр и содержание оборудования в рабочем состоянии (обтирочные и смазочные материалы) и определяются в размере

$$I_{\text{рем}} = 0,15 * I_{\text{ао}} = 0,15 * 50\ 680 = 7\ 602 \text{ млн. тенге.}$$

### **Расчет платы за выбросы**

Величина оплаты за выбросы вредных веществ, зависит от объема выбросов, которые, в свою очередь, зависят от вида сжигаемого топлива (уголь, газ, мазут), его количества и способа улавливания вредных веществ (электрофильтры, эмульгаторы и др.). В нашем случае, эту составляющую целесообразнее всего определять методом аналогий по сравнению с действующими станциями. Установлено, что при сжигании Экибастузского угля, величина платы за выбросы находится в пределах 110-120 тенге за тнт.

$$I_{\text{выб}} = (110-120) \cdot V_{\text{н}} = 115 \cdot 8375 = 963,12 \text{ млн. тенге.}$$

### **Расчет общестанционных и цеховых расходов**

Эта составляющая предусматривает затраты на административно-управленческие (зарплата,, командировочные), общепроизводственные (содержание, амортизация, текущий ремонт общестанционных средств испытания, исследования, рационализация и охрана труда), отчисления на целевые расходы (техническая пропаганда, содержание вышестоящих организаций), обслуживание цехов и управление ими (зарплата управления цехом, амортизация и затраты по содержанию и текущему ремонту зданий, расходы по охране труда). /12/

Для укрупненных расчетов можно пользоваться формулой

$$I_{\text{общ}}=0,2-0,25 \cdot (I_{\text{ао}}+I_{\text{зп}}+I_{\text{рем}})=0,25 \cdot (50\ 680+3806,04+7\ 602)=$$

15 522,01 млн. тенге

## Расчет себестоимости отпуска энергии

В связи с тем, что КЭС вырабатывает только электрическую энергию, то коэффициент распределения затрат:

$K_p = 1$ , который показывает, какое количество топлива (в долях от единицы, или в %) израсходовано на отпуск электрической энергии,

Таблица 3.1.- Составляющие затрат на производство электрической и тепловой энергии

составляющие затрат	И млн.тенге	Иэ энергия
топливо Ит	18 843,75	13818,75
Вода Ив	5 856	2196,00
Фонд зар.платы Изп	3 806,04	2012,04
амортизационные отчисления Иао	50 680	45612,00
ремонт Ир	7 602	6841,80
общестанционные Иоб	3152,36	3152,36
плата за выбросы Ивыб	963	963,12
Итого затрат	74596,07	74596,07

Себестоимость отпуска электрической энергии определяется

$$S_э = (И_т + И_в + И_{зп} + И_{ао} + И_р + И_{об} + И_{выб}) / Э_{от} = 74596,07 / 13468,8 = 5,54 \text{ тг/кВтч}$$



## **Экономическая оценка строительства и эксплуатации КЭС**

В рыночной экономике решающим условием финансовой устойчивости предприятия является эффективность вложения капитала в тот или иной инвестиционный проект.

Поскольку капиталовложения всегда ограничены финансовыми возможностями предприятия, а достижение результата отдалено во времени, возникает необходимость планирования инвестиционных решений и оценки экономической эффективности путем разработки инвестиционного проекта.

Инвестиционный проект - это комплексный план создания производства с целью получения экономической выгоды.

Экономическая оценка эффективности инвестиций проектируемых объектов заключается в сопоставлении капитальных затрат по всем источникам финансирования, эксплуатационных издержек и прочих затрат с поступлениями, которые будут иметь место при эксплуатации рассматриваемых объектов.

В качестве основных показателей и критериев финансово-экономической эффективности инвестиций в условиях рыночных отношений используются простые критерии:

- движение потоков наличности;
- чистая прибыль;
- рентабельность инвестиций;
- срок окупаемости капиталовложений;
- срок предельно возможного полного возврата банковских кредитов и процентов по ним.

Интегральные критерии:

- чистая текущая стоимость;
- внутренняя норма рентабельности;
- срок окупаемости капитала;
- суммарные или интегральные затраты.

Сложность финансово-экономической оценки строительства и эксплуатации крупных энергетических объектов связана с тем, что инвестиции поступают в несколько этапов, и имеет место длительность срока получения результатов от реализации проекта. Длительность таких операций приводит к неопределённости оценки инвестиций и риску ошибок. Поэтому в практике используются методы оценки инвестиционных проектов, чтобы свести к минимуму уровень погрешности проектов. Это методы: определения чистой текущей стоимости (NPV), срока окупаемости проекта (PP), расчета внутренней нормы прибыли (IRR), расчета рентабельности инвестиций (PI), определения бухгалтерской рентабельности инвестиций (ROI). Естественно, что в практике не всегда применяются все пять методов оценки инвестиционных проектов, поэтому и данной работе будут использованы только первые три метода.

Как уже указывалось во введении, строительство таких крупных объектов, как электрические станции, в развитых странах обычно происходит при преобладающей финансовой и правовой поддержке государства, позволяя ему контролировать стратегические объекты. Остальная часть денежных средств обеспечивается за счет создания, чаще всего, акционерных обществ, пользующихся льготным кредитом.

В расчетах, долевое распределение капитала (К) на строительство КЭС следующее: 90% вкладывает государство и 10% обеспечивает

привлеченный капитал. Эти денежные средства идут только на строительство станции, но необходимы средства и на эксплуатационные расходы станции на первый год ее работы. Эксплуатационные расходы второго и последующих годов, эксплуатации заложены в себестоимости электрической энергии, а значит и в тарифе на них. Здесь 60 % эксплуатационных затрат оплачивает государство, а остальные 40% - привлеченные инвестиции.

Таким образом, объем инвестиций которые проектируемая станция будет брать в банке под кредит (10%) будет составлять 10% от суммарных капвложений в строительство КЭС и 40% от суммарных эксплуатационных расходов. /12/.

Таким образом

$$I_0=0,1 \cdot K+0,4 \cdot Z=0,1 \cdot 651\,600+0,4 \cdot 74596,07=94\,998,43 \text{ млн. тенге}$$

Известно, что при оценке инвестиционного проекта используются всего четыре показателя:

$I_0$  - первоначальные инвестиции;

CF - денежный поток, направляемый на возврат кредита;

r- процентная ставка банка по кредиту (10%);

n - календарный год кредита.

При разработке и анализе инвестиционных проектов наиболее сложным является расчет прибыли и денежного потока CF, направляемого на возврат кредита.

Определимся, что отпускной тариф на электрическую энергию от нашей КЭС будет иметь рентабельность 25%, т.е. для текущего проекта

$$T_{03} = S_3 \cdot 1,25=5,54 \cdot 1,25=6,92 \text{ тенге/кВтч,}$$

Доход от реализации электрической энергии от КЭС составит:

$D = T_{\text{оэ}} \cdot \text{Э}_{\text{от}} = 692 \cdot 13468,80 = 93\,245,087$  млн.тенге,

а суммарные затраты определяются по выражению:

$Z = S_3 \cdot \text{Э}_{\text{от}} = 5,54 \cdot 13468,80 = 74\,596,07$  млн. тенге.

Разница между ними даст прибыль:

$ПР = D - Z = 93\,245,087 - 74\,596,07 = 18\,649,01$  млн. тенге.

После оплаты налога на прибыль, в размере 20%, образуется чистая прибыль:

$ЧП = ПР \cdot (1 - 0,2) = 18\,649,01 \cdot (1 - 0,2) = 14\,919,21$  млн.тенге,

которая целиком идет на возврат кредита в банк, т.е. это и будет денежный поток CF.

### 3.2.Метод определения чистой текущей стоимости NPV

Чистая текущая стоимость - сумма текущих стоимостей всех спрогнозированных, с учетом ставки дисконтирования, денежных потоков.

Показатель NPV представляет собой разницу между всеми денежными притоками и оттоками, приведёнными к текущему моменту времени (моменту оценки инвестиционного проекта). /10/

Он показывает величину денежных средств, которую инвестор ожидает получить от проекта, после того, как денежные притоки окупят его первоначальные инвестиционные затраты и периодические денежные оттоки, связанные с осуществлением проекта.

$$NPV = \frac{CF_1}{(1+r)^1} + \frac{CF_2}{(1+r)^2} + \frac{CF_3}{(1+r)^3} + \dots + \frac{CF_n}{(1+r)^n} - I_0 = \sum_1^n \frac{CF_n}{(1+r)^n} - I_0$$

Расчёт NPV идёт до первого положительного значения PV.

В итоге получим окупаемость проекта на 11 –ый год.

Таблица 3. 2.- Расчет NPV

метод определения чистой текущей стоимости NPV				
год	CF	R10	PV10	NPV
0	-94998,43	1,00	-94998,43	-94998,428
1	14919,21	0,91	13562,92	-81435,506
2	14919,21	0,83	12329,93	-69105,577
3	14919,21	0,75	11209,03	-57896,551
4	14919,21	0,68	10190,02	-47706,527
5	14919,21	0,62	9263,66	-38442,869
6	14919,21	0,56	8421,51	-30021,361
7	14919,21	0,51	7655,92	-22365,446
8	14919,21	0,47	6959,92	-15405,522
9	14919,21	0,42	6327,20	-9078,319
10	14919,21	0,39	5752,00	-3326,316
11	14919,21	0,35	5229,09	1902,777

### 3.3.Метод расчёта внутренней нормы прибыли IRR

**Внутренняя норма доходности** (ВНД, IRR от англ. internal rate of return) — это норма прибыли, полученная в результате осуществления проекта, при равенстве текущей стоимости будущих доходов и первоначальных затрат./19/

*Метод расчета внутренней нормы доходности (IRR)* основывается на определении значения коэффициента дисконтирования, при котором  $NPV= 0$ . Формализовано, это уравнение

$$\sum_1^n \frac{CF_n}{(1+r)^n} - I_0 = 0, \text{ решаемое относительно } r.$$

Экономический смысл внутренней нормы доходности состоит в следующем:

- Характеризует доходность инвестиционного проекта, чем выше IRR, тем выше доходность проекта.
- Это максимальная цена, по которой имеет смысл привлекать ресурсы, чтобы инвестиционный проект остался безубыточным. Например, если инвестиционный проект использует кредит, то при плате за кредит более чем IRR % годовых, проект будет убыточным.

Таблица 3.3- метод расчета внутренней нормы прибыли IRR

год	CF	R10	PV10	R15	PV15	NPV10	NPV15
0	-94998,43	1,00	-94998,43	1	-94998,43	-94998,43	-94998,43
1	14919,21	0,91	13562,92	0,87	12973,23	-81435,51	-82025,20
2	14919,21	0,83	12329,93	0,76	11281,07	-69105,58	-70744,13
3	14919,21	0,75	11209,03	0,66	9809,63	-57896,55	-60934,50
4	14919,21	0,68	10190,02	0,57	8530,11	-47706,53	-52404,39
5	14919,21	0,62	9263,66	0,50	7417,49	-38442,87	-44986,91
6	14919,21	0,56	8421,51	0,43	6449,99	-30021,36	-38536,92
7	14919,21	0,51	7655,92	0,38	5608,69	-22365,45	-32928,24
8	14919,21	0,47	6959,92	0,33	4877,12	-15405,52	-28051,12
9	14919,21	0,42	6327,20	0,28	4240,97	-9078,32	-23810,15
10	14919,21	0,39	5752,00	0,25	3687,80	-3326,32	-20122,34

11	14919,21	0,35	5229,09	0,21	3206,78	1902,78	-16915,56
----	----------	------	---------	------	---------	---------	-----------

Величина IRR определяется по формуле:

$$IRR = r_1 + \frac{NPV_{r_1}}{NPV_{r_1} - NPV_{r_2}}(r_2 - r_1) = 10 + \frac{1902,78}{1902,78 - (-16915,56)} \cdot (15 - 10) = 10,5\%$$

IRR служит индикатором уровня риска по проекту - чем больше IRR превышает принятый фирмой барьерный коэффициент, тем больше запас прочности проекта и тем менее страшны ошибки при оценке будущих денежных поступлений.

### 3.4.Метод расчёта окупаемости инвестиций PP

Метод определения срока окупаемости инвестиций (PP) состоит в расчете срока окупаемости инвестиционного проекта. Простым, или статическим, сроком окупаемости называется продолжительность периода от начального момента до момента окупаемости. Начальный момент указывается в задании на проектирование (обычно это начало операционной деятельности).

$$PP = I_0 / CF_n$$

$$PP = 94\,998,43 / 14\,919,21 = \text{6 лет 5 мес.}$$

Проект имеет срок окупаемости (на 11-ый год по методу NPV и 6 лет 5 месяца по методу PP) полученная согласно методу IRR степень риска (IRR=10,5%)

Строительство данной КЭС можно считать приемлемым т.к срок ее окупаемости не очень большой.

#### **4. Специальная часть**

##### **4.1. Горелочные устройства для котельных агрегатов блоком 500 МВт**

###### **4.1.1. Системы стадийно-ступенчатого сжигания топлива для снижения выбросов NOx**

**Технология стадийно-ступенчатого сжигания пылевидного угля с использованием низкоэмиссионных прямоточных горелок обеспечивает достижение предельно низких выбросов окислов азота.** Данная технология и конструкция горелки рекомендуются для пылевидного сжигания каменных и бурых углей в котлах тепловых электростанций и крупных котельных.

Данная технология и конструкция горелок внедрены на котлах:

- П-57 (блок 500 МВт) Экибастузской ГРЭС-2,



- ПК-401 (блок 200 МВт) Томь-Усинской и Беловской ГРЭС,
- ОР-140 и WP-120 на ТЭС «Познань» и «Люблин» в Польше.

**Технология стадийно-ступенчатого сжигания позволяет:**

- уменьшить выбросы NOx до уровня 350-400 мг/нм<sup>3</sup> (снижение в 1,5-2 раза);
- обеспечить высокую экономичность и стабильность горения при низкой эмиссии CO;
- уменьшить шлакование и коррозию экранов топки.

Система трехступенчатого сжигания — совместная разработка специалистов ГК СибЭнергоГруп и ИК «ЗИОМАР» — является одним из направлений в развитии технологии низкоэмиссионного сжигания. Принцип работы заключается в организации в топочном пространстве трех зон (рис.1). В нижней зоне сжигается 70-85% всего топлива с избытком воздуха близким к единице или ниже. Выше этой зоны в топку подается оставшаяся часть топлива (15-30%) с избытком воздуха значительно ниже единицы. Еще выше, в третьей зоне, в топку подается оставшаяся часть воздуха (15-25%) с целью дожигания продуктов химического и механического недожога, образованных в предыдущих зонах.

Система трехступенчатого сжигания с угольным восстановителем в сочетании с подачей и сжиганием угольной пыли с высокой концентрацией (ПВКд) впервые реализована на реконструированном котле E-210-98 (ОР-210М) на ЭС «Скавина» (Польша). На этом котле в качестве восстановительного топлива на второй ступени использована неуловленная в циклонах пылесистем часть угольной пыли с малыми размерами частиц.

В условиях недостатка кислорода при сжигании дополнительного топлива образуется восстановительная газовая среда, в которой происходит разложение части NO (поступающей из первой зоны) с образованием N<sub>2</sub>.

Специалисты ГК СибЭнергГруп и "Сибтехэнерго" совместно с таганрогским заводом «Красный котельщик» разработали и внедрили систему с газовой восстановительной ступенью для котла типа ТПЕ-214 (блок 200 МВт), установленного на Новосибирской ТЭЦ-5. Предложенная схема трёхступенчатого сжигания с газовым восстановительным топливом обеспечила достижение выбросов NO<sub>x</sub> ниже 300 мг/нм<sup>3</sup>, что в 2 раза ниже, чем при обычном сжигании таких же углей.

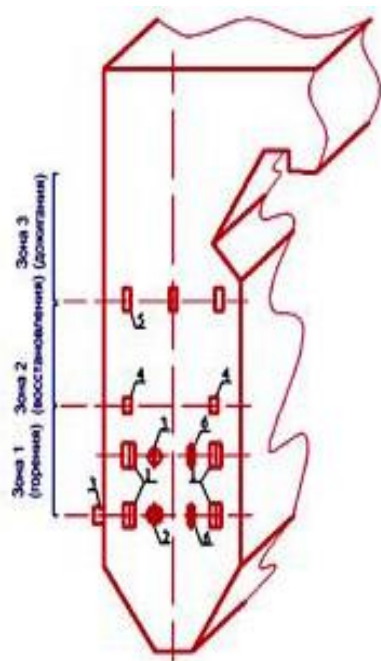


Рис. 1

- 1 - основные пылеугольные горелки;
- 2 - пылемазутные горелки;
- 3 - растопочные мазутные горелки;
- 4 - горелки восстановительной ступени;
- 5 - сопла третичного воздуха;
- 6 - боковые сопла вторичного воздуха.

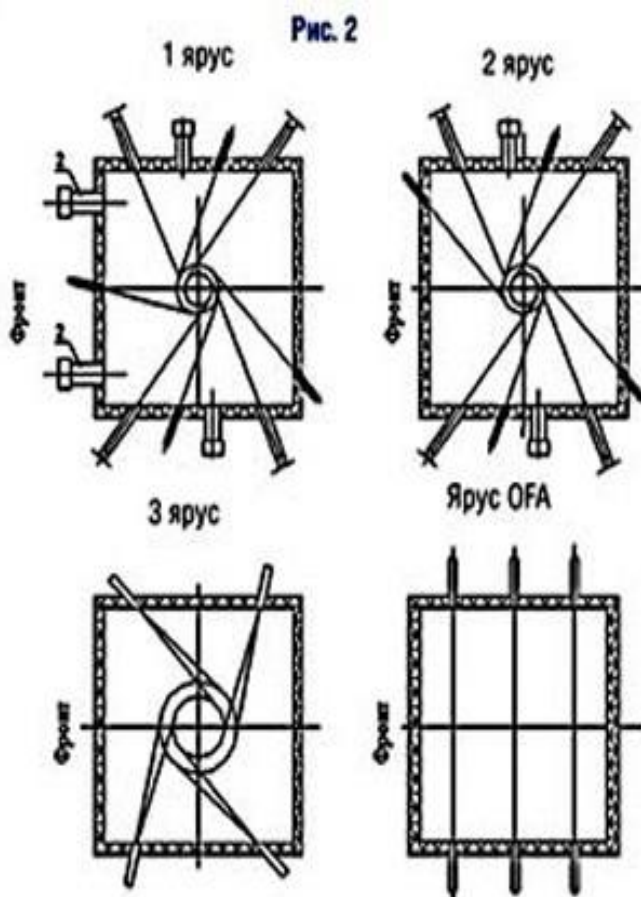


Рис. 2

1 ярус

2 ярус

3 ярус

Ярус OFA

#### **4.1.2 Новый способ расширения возможностей управления работой вихревых горелок со стандартными завихрителями**

Все проблемы экологически безопасного и экономичного сжигания топлив на котлах тепловых электростанций, так или иначе, связаны с выбором и настройкой горелок. Причем всегда следует рассматривать оптимизацию всей системы «горелки-топка», включая систему сбросных воздушных сопел, расположенных на стенах топки выше горелок для подачи воздуха в разные зоны надгорелочного пространства. Конечно, имеем в виду не тривиальные неэффективные схемы так называемого двухстадийного сжигания и не всегда удачные схемы сжигания трехстадийного. Речь, конечно, далее пойдет о сложных современных и весьма индивидуальных схемах настройки топочного процесса, которые называют по-разному: двухзонным, просто стадийным или нестехиометрическим сжиганием. В любом случае, эти технологии предусматривают первичное сжигание топлива в несколько стадий при разном дефиците кислорода, что необходимо для управляемого образования и подавления оксидов азота (NOx) разных групп (быстрых, топливных, термических). Для этого в индивидуальном факеле каждой горелки необходимо осознано управлять температурой и составом газовой атмосферы в отдельных зонах. Дожигание топлива, точнее восстановительной атмосферы производится в средней и даже в верхней части топки. Это, в свою очередь, требует создания эффективной аэродинамической схемы для тщательного смешения воздуха с потоком вязких почти ламинарно текущих топочных газов большой толщины. Удачная реализация подобной схемы обеспечивает в настоящее время достижение рекордных одновременно экологических и

экономических характеристик топочного процесса на лучших зарубежных котлах.

Конкретная технология сжигания топлива на котлах по наиболее эффективным схемам нестехиометрического сжигания (наиболее принятая отечественная терминология) в топках котлов электростанций связана, прежде всего, с использованием совершенно определенных типов горелок с особыми схемами индивидуальной их настройки. Горелки для самой полной реализации подобных технологий должны, по нашему мнению, удовлетворять определенным требованиям. Выделим некоторые из них, на наш взгляд, самые важные.

Во-первых, это почти всегда вихревые горелки, гарантирующие самую надежную стабилизацию воспламенения и горения в индивидуальном факеле. Эти горелки позволяют дополнительно создавать в отдельных областях их факелов зон повышенной и пониженной интенсивности смешения механизмами турбулентности. Это условие всегда должно быть выполнено, так как без него трудно формировать специальные зоны факелов с нужными избытками воздуха и температурами, а настраивать и регулировать эти процессы трудно.

Поэтому, во-вторых, эти горелки должны обеспечивать регулирование интенсивности крутки формируемых ими потоков, - хотя бы части из них. Без этого нельзя оптимизировать размеры отмеченных выше зон индивидуального факела, а также его длину и угол раскрытия в топке. Без этого, в свою очередь, очень трудно влиять на теплотехнические характеристики результирующего факела в топке и на процессы теплообмена по газовому тракту котла.

В третьих, горелки должны формировать длинные факела сильно пониженной крутки. Эти удлиненные факела необходимы для достижения многих целей. Прежде всего, выделим время пребывания первичных продуктов, содержащих NOx, в восстановительной атмосфере. Обеспечив местные избытки воздуха в зоне горения на уровне значений 0,8-0,9 (часто всего это внешние и дальние участки индивидуального факела горелки), можно сильно ослабить процессы образования NOx. При этом они даже почти не будут зависеть (по Рослякову - МЭИ) от температуры, если она не слишком высока. Снижение крутки индивидуальных факелов вплоть до затухания (захлопывания) приосевого обратного тока может, по данным ряда зарубежных и отечественных работ 60-70-х годов, вызывать усиление турбулентного обмена в протяженной приосевой области факела. Это, на наш взгляд, особенно важно для подавления образования сажи (содержат канцерогены группы C20H12) в области сжигания топлива с недостатком O2, особенно при экстремально низких избытках воздуха (примерно равных 0,4-0,6). Эта зона горения очень важна для экологически чистого сжигания не только природного газа. При сжигании углей, это может понизить образование «топливных» NOx при умеренном выходе «быстрых» NOx (следует из работ Рослякова и зарубежного опыта).

В связи с этим, в четвертых, такие горелки должны иметь дополнительные средства стабилизации горения, так как иначе их эксплуатация вообще невозможна из-за опасности обрыва факела при сильном снижении его крутки в режимах приближения к достижению максимального подавления выбросов оксидов азота. В лучших современных американских и немецких конструкциях горелок чистого и экономичного сжигания твердых

топлив этому служат совсем небольшие конусы, уступы, шайбы (плохообтекаемые тела), не вызывающие увеличения аэродинамического сопротивления. Они одновременно являются еще и весьма эффективными турбулизаторами отдельных зон горящего факела за горелкой, где вследствие резкого роста температур снижается эффективность проявления механизмов турбулентного переноса. Еще один прием совместной стабилизации горения и активизации механизмов перемешивания в приосевой зоне факела горелки, был популярен за рубежом уже более 30 лет тому назад, - это установка в центральной части горелок (в потоке воздуха или аэропыли) неподвижного или подвижного (например, горелки фирмы Stork) лопаточного регистра с радиальными или наклонными (диагональными) лопатками. Этот прием применялся также на газовых горелках самой высокой эффективности, например, компанией Deutsche Babcock, а ныне – John Zink, а сегодня - и в ряде подобных новых отечественных конструкций.

В пятых, наряду с возможностью регулировать расходы воздуха и топлива по любому из каналов горелок, необходимо добиться предельного повышения осесимметричности всех формируемых потоков. Считаем, что это очень важно, так как осесимметричность позволяет предельно снижать местные избытки воздуха в факелах и общие - в результирующем факеле всей топки. Это обеспечит значительно более полное использования потенциала любых схем позонного подавления или восстановления «термических» или иных NOx с достижением предельной полноты выгорания в камерной топке любого вида энергетического топлива.

Достижение оптимального минимума перечисленных требований невозможно, следуя требованиям давно устаревших ОСТ. Стандартные или

нормализованные горелки не имеют регулируемых регистров (завихрителей) воздуха и дополнительных средств стабилизации горения. Не предусмотрены на них дополнительные средства повышения интенсивности турбулентного обмена в отдельных зонах потоков или факелов на их основе. Регулирование расходов воздуха по каналам - слабое и совершенно недостаточное средство управления смещением и размерами отдельных зон факела. И все приведенные нами выше требования обеспечения безопасного и экономичного сжигания реализуется только в специальных горелках, принципиально противоречащих требованиям ОСТ. Эти горелки иногда называют горелками экологически чистого сжигания. Далее обозначим их как ГЭЧС.

В связи с изложенным, выделим три ключевые технологические проблемы, которые необходимо разрешить при разработке ГЭЧС. Первая – они должны позволить регулировать интенсивность крутки в широком диапазоне, по крайней мере, одного потока. Причем диапазон регулирования крутки должен быть реализован в условиях реальной эксплуатации котла. Вторая – закручивающие аппараты (регистры) ГЭЧС должны обеспечивать исходную (до включения регулирования) структуру потока (факела), которая позволит в эксплуатации изменять крутку в нужном для практике направлении. Третья - решение двух перечисленных технологических проблем должно быть обеспечено с минимальными затратами энергии, в пределах возможностей обычных дутьевых средств энергетического котла.

При анализе горелок и их регистров в отечественной практике ограничиваются сильно условными расчетами крутки по геометрии устройств, используя как стандартные (ОСТ), так и нестандартные и популярные методы

(Ахмедов, Найденов, Иванов и др.). Разумеется, что эти расчеты крутки при таких крайне условных подходах никогда не совпадают со значением крутки, найденной интегрированием экспериментальных профилей (полей) скоростей, давлений и плотностей. Но даже независимо от этого противоречия, мы подчеркнем неоспоримый факт: существует несколько типов регистров для закрутки воздуха на горелках. Каждый из них формирует поток с некоторыми существенными для практики особенностями, а простейшие горелки на их основе, имеют некий свой диапазон значений коэффициента аэродинамического сопротивления и характеристик горящего факела. Другой особенностью каждого типа регистра является реальный диапазон регулирования крутки и структуры формируемого им потока в диапазоне допустимых на практике коэффициентов аэродинамического сопротивления.

Известно несколько похожих классификаций регистров горелок или горелок с этими регистрами. Считаем, удобнее принять классификацию Ахмедова (или Найденова), в которой выделены 1-2 вида камерных регистров и 3 основных типа лопаточных регистров: тангенциальные лопатки (ТЛ), аксиальные лопатки (А), и АТЛ (аксиально-тенгенциальные). Здесь и далее все аббревиатуры нами даны по Ахмедову. Однако считаем, что тип АТЛ лучше было бы называть диагональным регистром и обозначить как «Д», что мы и делаем.

Многие современные специалисты считают, что самые успешные типы – это регистры А и Д, которые более удачно совмещаются в некоем регистре промежуточного типа, близко напоминающем тип Д, но не выделяемом специально. Они формируют устойчивые длинные, хорошо стабилизированные горящие факела, с хорошими условиями смешения



топлива с воздухом в приосевой области корня факела до и после воспламенения - в зоне первичного горения топлива. К таким регистрам можно отнести некоторые конструкции центральных регистров стандартных (ОСТ) отечественных газовых горелок. Другой еще более удачный пример, это центральный регистр рекордных по своим характеристикам вихревых горелок камер сгорания газовых турбин корпорации «Siemens» серии «За». Мы также имеем удачный опыт использования подобных регистров, разработанных нами в 1985 году для специальных вихревых газовых горелок, с необычно длинными, устойчивыми, хотя и слабо закрученными турбулентными факелами, но, тем не менее, сохраняющими устойчивые осевые обратные токи. Горелки эти на практике показали рекордно низкое аэродинамическое сопротивление и были установлены на опытном водогрейном котле с топкой циркулирующего кипящего слоя в котельной УПИ, который был пущен в 1991 году. Регистры этих горелок (комбинация типа А и Д) геометрически совершенно подобны осевым регистрам горелок газовых турбинах «Siemens», поступивших в эксплуатацию в том же году. А необычные параметры горелок опытного котла ЦКС-УПИ были связаны с внедрением нового способа влияния на крутку и структурой потока (о нем речь дальше), который и обеспечил устойчивое воспламенение и полное сгорание природного газа при сверхнизком сопротивлении и пониженной крутке.

Иная ситуация складывается при использовании камерных регистров типа У и Т. Эти регистры имеют очень надежную стабилизацию горения и активное смещение на периферии факелов, но у них ухудшено смесеобразование на оси корня факела. Можно утверждать, что этот порок

регистров У и Т можно устранить при формировании потока циклоном (Ц) – диафрагмированной камерой, подобной, в том числе, регистрам Т или У. Этот тип регистра мы рекомендуем выделять принципиально в самостоятельный тип «Ц». На основе собственного опыта можем утверждать, что эти регистры Ц формируют потоки с постоянной структурой даже при заметном изменении крутки всего потока в циклоне. Во вторых, в регистрах Ц надежно устраним другой недостаток регистров Т и У – несимметричность потока на выходе из устройства. Использование горелок с камерным регистром типа Ц пока не нашло широкого применения, несмотря на ряд достоинств. К регистрам Ц, по нашему мнению, можно отнести и удачные циклонные предтопки разработки ДВПИ и вышедших из него специалистов, а также ряд газомазутных горелок для небольших котлов разработки американской корпорации John Zink.

Все эти проблемы в значительной мере или даже полностью можно решить в рамках приемлемых для практики аэродинамических сопротивлений и высокой эксплуатационной надежности применением нового оригинального способа управления структурой и круткой закрученного потока. Есть модель вихревой горелки с этим новым способом управления. Эта модель, исследованная нами ранее наряду с некоторыми другими, состояла из нерегулируемой улитки с выходным каналом, длина которого соизмерима с диаметром. Стенка канала по всей длине была перфорирована отверстиями малого диаметра. Через них в закрученный поток радиально вдувался воздух в виде системы равномерно рассредоточенных струй со скоростями, соизмеримыми со скоростями в самом вихре. Такой струйный радиальный вдув (СРВ) разной интенсивности через стенку оказался чрезвычайно эффективным средством управления потоком, вызывал сильную перестройку

его структуры и на порядок изменял интенсивность крутки интегрального вихря на выходе из модели.

В этой модели простейшей вихревой, формально нерегулируемой горелки, установлен нерегулируемый регистр постоянной геометрии. Все остальные узлы модели также были неизменны и неподвижны. Тем не менее, на этой модели нами были получены течения, характерные для всех основных типов регистров, применяемых в вихревых аппаратах разного назначения, например, на вихревых горелках разных типов. Интенсивность управляющего СРВ была положена нами как относительный радиальный импульс вдува в отверстиях перфорации стенки. Это среднерасходный импульс всех струй СРВ в отверстиях перфорации стенки выходного канала модели горелки, отнесенный к осевому интегральному импульсу (также среднерасходному) всего потока при выходе из модели:

$$k = K_{вд}/K_{вых} / 1.$$

Величина  $k$  – то есть изменение интенсивности вдува, в данной работе было необычно значительным, - до значений на два порядка выше, чем обычно принято при организации охлаждающих и регулирующих вдувов через проницаемые (пористые) стенки аппаратов из аэрокосмической отрасли (в отличие от данной работы - вдувов в незакрученный потоки). Нами установлено соотношение импульса  $K_{вд}$  вдува и осевого импульса  $K_{вых}$  вихря, при котором прекращалось взаимодействие закрученного потока (или вихря с сильным осевым стоком) со стенкой выходного цилиндрического канала модели горелки. В этих режимах до нуля уменьшалась вращательная скорость ( $W_{\varphi}=0$ ) у стенки перфорированного цилиндра в модели. Во всех этих режимах продувок параметр СРВ всегда был равен примерно  $k \approx 0,7$ .

Не касаясь всех, полезных для практики эффектов, полученных нами на модели, выделим лишь самый важный факт. С помощью одного лишь изменения интенсивности СРВ (параметр  $k$ ) через перфорированную стенку цилиндрического канала модели получено изменение крутки потока на порядок при выходе из этого устройства неизменной геометрии. Причем речь идет только о действительной крутке потока, определенной в соответствии с классическими подходами (Дубов и др.) - прямым интегрированием экспериментальных полей скоростей, плотности и статических давлений в точках зондирования потока в модели. Другим и, по нашему мнению, самым важным результатом является четко установленная нами необычно сильная деформация всей структуры закрученного потока перед его выходом из модели. При этом в любых деформированных потоках полностью сохранялись все его структурные особенности. Эти особенности проще всего наглядно представлять радиусами характерных зон закрученного потока. Эти зоны или их границы обычно, хотя и в разном наборе, определяют через максимумы и нулевые значения некоторых составляющих вектора скорости и нулевые значения полных и статических давлений. Для теоретических моделей или инженерных расчетов используют также радиусы локализации в вихре областей потока с разным предполагаемым или явным законом вращения или других особенностей.

Изменение этих характерных радиусов или характерных зон потока, изучено нами в рамках серии режимов изменения интенсивности управляющего СРВ в диапазоне изменения параметра вдува  $0 < k < (1,1-1,2)$ . Еще раз подчеркнем, что при всех деформациях потока управляющим СРВ и при любых изменениях интенсивности крутки потока, при выходе из модели в

закрученном потоке всегда строго сохраняется последовательность радиусов всех перечисленных выше характерных зон:

$$0 < R_{z0} < R_r < R_{h0} < R_{\phi} < R_{r0} < R < R_{p0} < R_m < R_z < R_k < R_{ц} / 2 /$$

Анализ известных источников показывает, что получить такой диапазон деформации закрученного потока с сохранением его структуры невозможно без сильного увеличения его аэродинамического сопротивления. Такой эффект невозможно получить ни в одном ином известном вихревом регулируемом устройстве, кроме выше сказанной модели. Управляющий СРВ заменит любой регулируемый регистр на любом устройстве, прежде всего, на горелках.

Продувки модели горелки с управляющим СРВ и более глубокий анализ результатов также убедительно показали, что с помощью вдува можно регулировать процессы смешения в потоке и формируемом факеле. Расчетами была установлена необычно сильное влияние СРВ на распределение турбулентных характеристик в объеме потока. Прежде всего, нами было уточнено количество и локализация в потоке характерных кольцевых зон повышенных и пониженных значений коэффициента турбулентной вязкости и напряжений турбулентного трения, участвующих в переносе момента вращения по радиусу потока. Эти характеристики, видимо, являются определяющими в процессе формирования факела и процессов выгорания топлива в разных областях его объема. Их значения и распределение в потоке являются главным способом создания в индивидуальном горящем факеле горелки схем стадийного сжигания с контролем в них нужной атмосферы и температуры. Нами установлено, что СРВ является необычно эффективным средством управления положения в потоке подобных зон с более или менее

активным турбулентным теплообменом, а также значением величин, характеризующих интенсивность этих процессов.

Для анализа работы существующих и при разработке новых горелок – ГЭЧС считаем важным знать положение трех характерных зон закрученного потока. Первая зона, - это зона на крайней периферии потока радиусом  $R=R_k$  (радиус максимумов импульса потока в осевом направлении). Этот импульс, в том числе, определяет в значительной мере дальность факела. Высокий уровень значений ряда турбулентных характеристик в этой узкой зоне при выключенном СРВ соответствует известным представлениям и не является новостью. При этом зона  $R=R_k$  почти совпадает с зоной  $R=R_z$  - максимумов осевых скоростей ( $W_z=W_{zmax}$ ) у стенки канала. Новым является то, что включение и усиление СРВ отодвигает эту зону от стенки канала и при этом, одновременно происходит струйная турбулизация вдувом этой зоны, но радиусы  $R_k$  и  $R_z$  уже немного расходятся ( $R_k > R_z$ ). На практике это не существенно, но позволит управлять интенсивностью процессов на периферии факела вблизи горелки и размерами периферийной зонами планируемых стадий горения топлива при многостадийном его сжигании непосредственно в объеме горящего факела горелки.

Для разделения горящего факела на области разных местных избытков воздуха или для разделения стадий сжигания топлива в объеме факела целесообразно использовать вторую зону - область очень резкого затухания процессов турбулентного переноса в закрученном потоке, которое происходит даже при резкой интенсификации управляющим СРВ переноса в центральных и периферийных областях потока. Нами, видимо, впервые было установлено, что эта кольцевая область минимальных значений турбулентной вязкости и

напряжений турбулентного трения совпадает с локализацией в закрученном потоке нулевых значений радиальной скорости ( $W_r = 0$ ). Здесь скорость  $W_r$  изменяет направление на противоположное, то есть, - это граница расширяющейся и сужающейся областей любого закрученного потока или факела. Радиус ( $R_{r0}$ ) этой зоны всегда меньше радиуса максимальных осевых скоростей, но больше радиусов максимумов вращательной скорости, а также радиусов нулевых полных давлений ( $R_{h0}$ ). Нами установлено, что управляющий СРВ сильно влияет на изменение радиуса обсуждаемой области ( $W_r = 0$ ), при нашем желании сильно уменьшая его.

Третья, важная для инженерной практики зона, - это зона центральной турбулизации потока, появление которой и ее локализацию разные авторы чаще связывают с приосевым обратным током сильно закрученного потока (вихря). Нами уточнено положение этой зоны, которое соответствует зоне радиусов локализации максимальных радиальных скоростей, то есть зоны наиболее интенсивного расширения центральной области потока, где происходит наиболее активное взаимодействие среды обратного тока с основным закрученным потоком, выходящим из горелки. Струйный вдув резко активизирует эти процессы, уменьшая радиус этой зоны, приближая ее почти к самой оси вращения потока. При этом этот радиус всегда на 10-15% больше радиуса внешней границы приосевого обратного тока. Эти сведения на наш взгляд особо важны для оптимизации схем центрального ввода топлива и его сжигания без выбросов канцерогенов на отдаленных участках факела при местных избытках воздуха на оси корня факела значительно ниже стехиометрических.

Таким образом, управляющий вдув через стенку выходного канала горелки способен превратить стандартную нерегулируемую вихревую горелку любого типа в регулируемую с широким диапазоном регулирования. Использование СРВ способно конструкцию обычной горелки, при использовании позонного разделения потока на области разной интенсивности турбулентного массообмена, превратить в специальную экономичную горелку экологически безопасного сжигания (ГЭЧС) для любого вида энергетического топлива.

**Сущность нового способа подачи** состоит в том, что пыль к горелкам подается не первичным воздухом, а независимым от него автономным воздухом при высокой концентрации пыли в смеси (30-50 кг топлива/кг воздуха, в отличие от традиционных схем с концентрацией 0,3-0,6 кг/кг). В этом случае диаметр пылепроводов в зависимости от мощности горелок составляет всего 40-80 мм (вместо 300-500 мм в существующих системах), а расход транспортируемого воздуха около 0,1—0,3% общего расхода воздуха на горение.

***Новая система подачи пыли позволяет:***

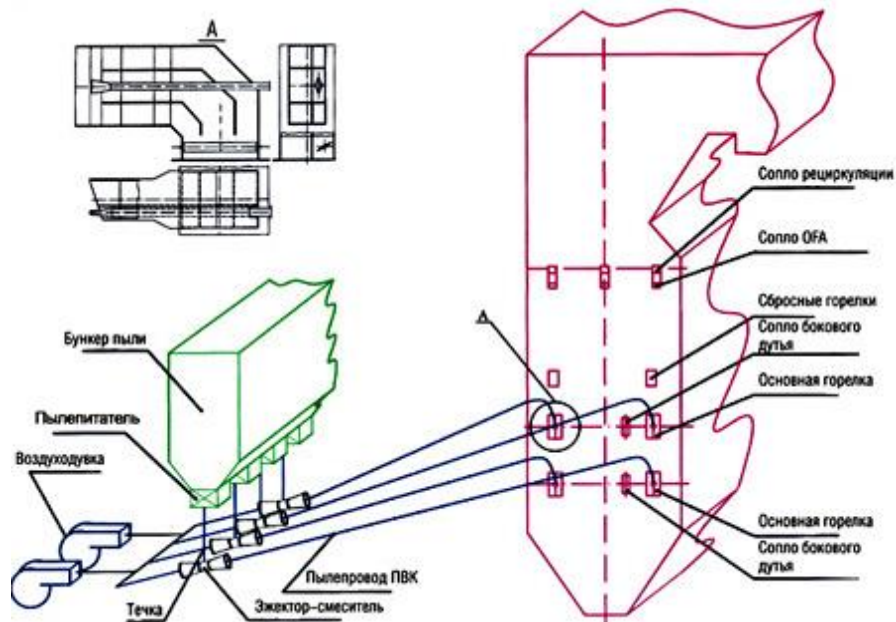
- упростить компоновку котлоагрегата;
- удешевить компоновку котлоагрегата за счет экономии металла, а также снизить затраты на ремонт и замену пылепроводов;
- уменьшить расходы электроэнергии на собственные нужды;
- снизить выбросы NOx в среднем на 30%.

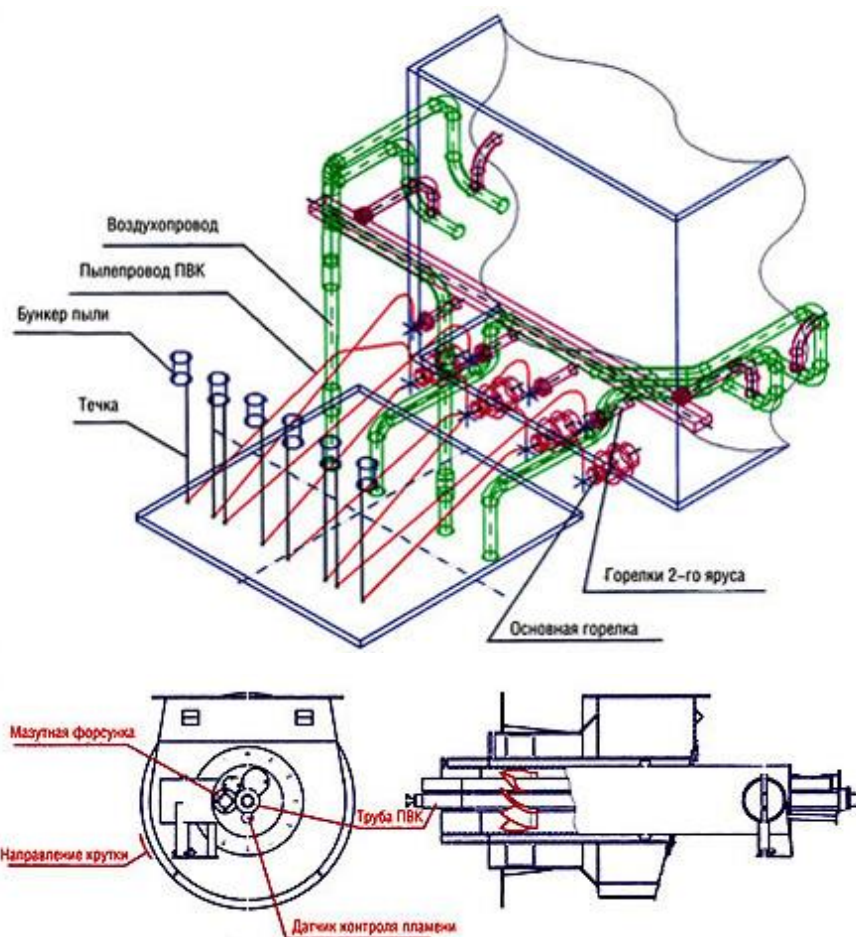
Вариант схемы трассировки пылепроводов ПВК котла паропроизводительностью 420 т/ч. (условно показаны горелочные устройства только с фронта котла).



Вихревая низкоэмиссионная горелка с подачей ПВК котла БКЗ-210 паропроизводительностью 210 т/ч на Бийской ТЭЦ (Россия).

Низкоэмиссионные прямоточные и вихревые пылеугольные горелочные устройства





### ***Низкоэмиссионные газомазутные горелки***

Для наиболее эффективного сжигания газа и мазута в паровых или водогрейных котлах ВТИ разработал, а ЗИО Подольск внедрил низкоэмиссионную двухпоточную по газу и по воздуху газомазутную горелку с рециркуляцией дымовых газов в канал вторичного воздуха. Рециркулирующие газы подаются с напора дымососа на всас дутьевого вентилятора. Горелка состоит из двух каналов — периферийного и центрального. Осевые лопаточные завихрители установлены в каналах с наклоном лопаток 40-45 градусов и соответственно направлены к оси горелки.

Около 60-65% смеси воздуха и рециркулирующих газов подается в периферийный канал и 40-35% соответственно, в центральный. Воздушный поток в работающих каналах горелки контролируется при помощи специальных клапанов, которые позволяют плавно регулировать его до полного отключения любого из каналов горелки. Поток газа также регулируется в пределах заданного диапазона нагрузок.

Горелка оборудована ЗЗУ (запально-защитным устройством), которые отличаются простотой конструкции и стабильным зажиганием факела, управляемым со щита автоматического управления. Конструкция горелки позволяет сжигать мазут отдельно. Для этой цели в центральном канале установлен запальник, который направляется в горелку во время сжигания газа.

Горелка позволяет котлу работать на полной мощности при сжигании как природного газа, так и мазута, а также при сжигании их смеси с самым низким коэффициентом избытка воздуха 1,03-1,05. Экологические показатели котла во многом зависят от конструкции горелки. Около 15-20% рециркулирующих газов, которые подаются в горелку и смешиваются с воздухом, обеспечат значительное улучшение эксплуатационных характеристик в части сокращения загрязняющих выбросов в атмосферу.

15-20% газов на рециркуляцию необходимо учесть при проектировании котла. Использование горелки совместно с 15-20% рециркуляции газов обеспечит уровень выбросов  $\text{NO}_x$  менее  $96 \text{ мг/нм}^3$  при сжигании природного газа и менее  $150 \text{ мг/нм}^3$  при сжигании мазута. Испытания, проведенные на Шатурской электростанции, подтвердили хорошие экологические показатели: уровень выбросов  $\text{NO}_x$  не превысил  $80 \text{ мг/нм}^3$  при сжигании газа.

## ***Вихревая горелка с регулируемой круткой вторичного воздуха***

Горелка спроектирована для сжигания антрацитового штыба и каменного угля в топках с жидким и твердым шлакоудалением и позволяет обеспечить детальное регулирование условий зажигания топлива, а также диапазон и угол раскрытия факела. Такая горелка установлена на котлах с паропроизводительностью 75/420 т/ч.

## ***Вихревая пылеугольная горелка с системой ПВК***

Под действием струи воздуха из сопла смесителя высококонцентрированная пыль разгоняется и движется по пылепроводу к горелке. В устье горелки происходит истечение аэроосеи в топочное пространство и смешение ее с воздухом и горячими топочными газами. На выходе из пылепровода ПВК в устье горелки установлен распределитель пыли в виде конического рассекателя.

## ***Прямоточные и щелевые горелки для тангенциальных топок***

Конструкция горелки отличается тем, что канал вторичного воздуха выполнен с разделением на боковой и внутренней, позволяющей подавать какую-то часть воздуха отдельно от основного потока топливоздушнoй смеси. В тоже время на участке воспламенения и горения летучих обеспечивается более низкая концентрация кислорода, что обеспечивает уменьшение уровня образования NOx. Горелки могут быть оснащены как традиционной системой подачи топлива, так и системой транспортировки

угля высокой концентрации ПВК. Данные горелки используются в проектах реконструкции котлов БКЗ-160 и П57Р, сжигающих экибастузские угли.

### **Горелка пылеугольная**

Устройство для образования смесей пылевидного топлива с воздухом и подачи его к месту сжигания. Через горелки в топку поступают два различных потока: топливо-воздушная смесь (топливная пыль при температуре 70—130°C и первичный воздух) и вторичный воздух с температурой 250—420°C. Образование горючей смеси завершается в топочной камере. От работы горелок и их размещения зависит характер смесеобразования, что в сочетании с аэродинамикой топочной камеры определяет интенсивность воспламенения, скорость и полноту сгорания. Горелка для камерного сжигания твердого топлива подразделяют на круглые (турбулентные), прямоточные (щелевые) и пылевые. Для сжигания пылевидного топлива совместно с газом применяют комбинированные горелки.

На котлоагрегатах большой производительности устанавливают одно- и двухулиточные, лопаточные и улиточно-лопаточные пылеугольные круглые горелки. При любой конструкции круглой горелки потоки пылевоздушной смеси и вторичного воздуха закручиваются в одном направлении. В одноулиточной горелке пылевоздушная смесь поступает в топку прямоточно; вторичный воздух закручивается в улитке и, пройдя кольцевой канал, через амбразуру поступает в топку. Необходимый для хорошего перемешивания со вторичным воздухом разнос струи пылевоздушной смеси достигается

рассекающим конусом. В получивших широкое распространение двух-улиточных горелок и улиточно-лопаточных горелок оба потока закручиваются в улиточном или лопаточном подводе. Потоки образуют в топке два концентрически расходящихся усеченных конуса, как бы опирающихся малыми основаниями на кольцевые выходы из горелки. Внутри образуется конус пылевоздушной смеси, которому снаружи примыкает конусообразный поток вторичного воздуха. По мере движения в топке оба потока проникают один в другой, перемешиваются, увлекая за собой топочные газы

Чем больше горячих топочных газов вовлекается в этот процесс, тем быстрее воспламеняется и сгорает топливо. Для увеличения угла раскрытия факела мощные горелки имеют коническую выходную насадку. С этой же целью выходную часть амбразуры часто выполняют конический, расширяющейся к устью, в результате чего достигается лучшее сочетание форм развития факела и амбразуры, увеличивается площадь поверхности контакта факела, ускоряется воспламенение топлива. Полнота сгорания топлива зависит от скорости вдувания в топку первичной смеси и вторичного воздуха. При малой скорости первичной смеси возможны выпадение из потока крупных частиц топлива и обгорание выходных патрубков горелок; при слишком большой скорости ухудшаются условия воспламенения, и увеличивается длина факела. Скорость пылевоздушной смеси в круглых закручивающих горелок при сжигании пыли антрацитов, полуантрацитов и тощих углей принимают равной 15—20 м/с, а каменных и бурых углей — 20—25 м/с; соответственно скорости вторичного воздуха принимают равными 20—30 и 25—35 м/с. Кол-во первичного воздуха, которое необходимо

подавать в Г., с повышением выхода летучих веществ из топлива возрастает с 20— 30% при сжигании антрацита до 50—60% при сжигании бурых углей. "Остальное кол-во воздуха приходится на вторичный. Круглые горелки применимы для любого твердого топлива, но наиболее распространены для топлива с малым выходом летучих веществ. Единичная мощность круглых горелок достигает 14 т/ч.

### **Вихревая стабилизирующая горелка**

**1. Назначение.** Предлагаемая горелка может быть использована в технологических и энергетических установках, использующих сжигание углеводородного топлива и, прежде всего, в установках, работающих в экстремальных условиях (при низких температурах, давлении, при использовании низкокалорийных топлив).

Использование новых принципов организации процесса горения при конструировании горелочных устройств позволит улучшить пусковые и рабочие характеристики камер сгорания путем интенсификации процесса подготовки и сжигания топливовоздушной смеси; обеспечить многотопливность энергоустановки.

**2. Области применения.** В газотурбинных двигателях и газотурбинных установках:

эффективный розжиги обеспечение рабочего процесса основных и форсажных камер сгорания;

создание режима дежурного зажигания длительного непрерывного действия;

улучшение экологичности двигателя за счет предварительной подготовки топливоздушнoй смеси.

В прямоточных воздушно-реактивных двигателях: розжиг камеры сгорания;

стабилизация горения топливоздушнoй смеси,

Розжиг и стабилизация горения газовых, мазутных и пылеугольных горелок топок теплоэнергoцентралей.

В технологических процессах газопламенной обработки материалов в машиностроении и в химической промышленности.

Переработка экологически вредных отходов производств.

**3. Устройство и принцип работы.** Особенность конструкции является способность организовать рабочий процесс так, что пусковой стабилизирующий факел первой ступени поступает тангенциально во вторую ступень. Во второй ступени образуется сильно закрученный высокотемпературный поток, в который впрыскивается топливо из основной форсунки. Из второй ступени в жаровую трубу или топочную камеру выходит устойчивый стабилизированный факел, состоящий (в зависимости от коэффициента избытка воздуха) из продуктов сгорания и несгоревших компонентов топливо-воздушнoй смеси, которые дожигаются в жаровой трубе или в топочной камере.

#### **4. Основные технические характеристики опытных образцов.**

Расход сжатого воздуха, г/с 5(60

Давление сжатого воздуха, МПа 0,15(0,6



Температура воздуха и топлива на входе в первую ступень,  
не менее, (С-55

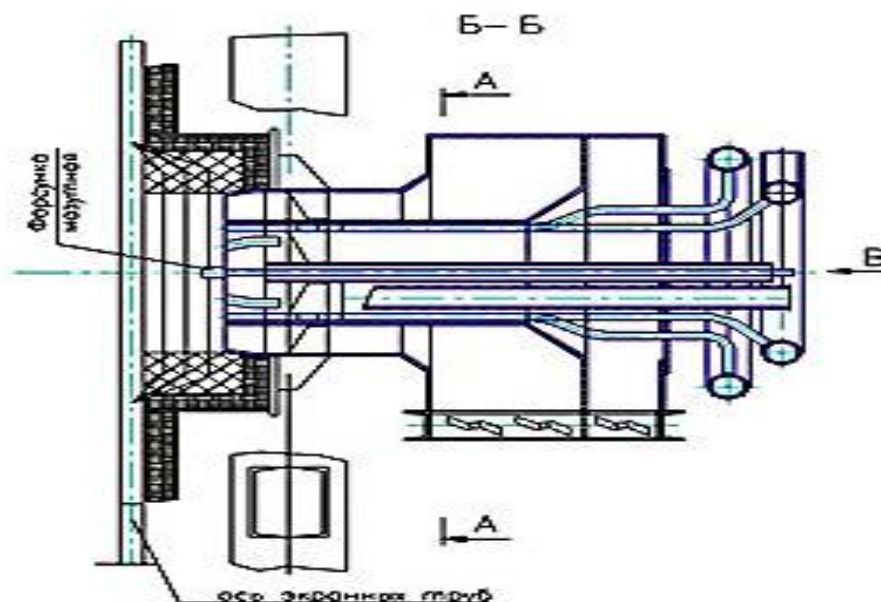
Давление топливо-воздушной смеси в разжигаемой камере сгорания,  
КПа 10,3(101,3

Топливо первой ступени жидкое или газообразное

Топливо второй ступени газообразное, жидкое, твердое измельченное

Диапазон надежного запуска и устойчивой работы по коэффициенту  
избытка воздуха 0,3(8,0)

Температура факела на срезе выходного сопла, (С) 700(2000)



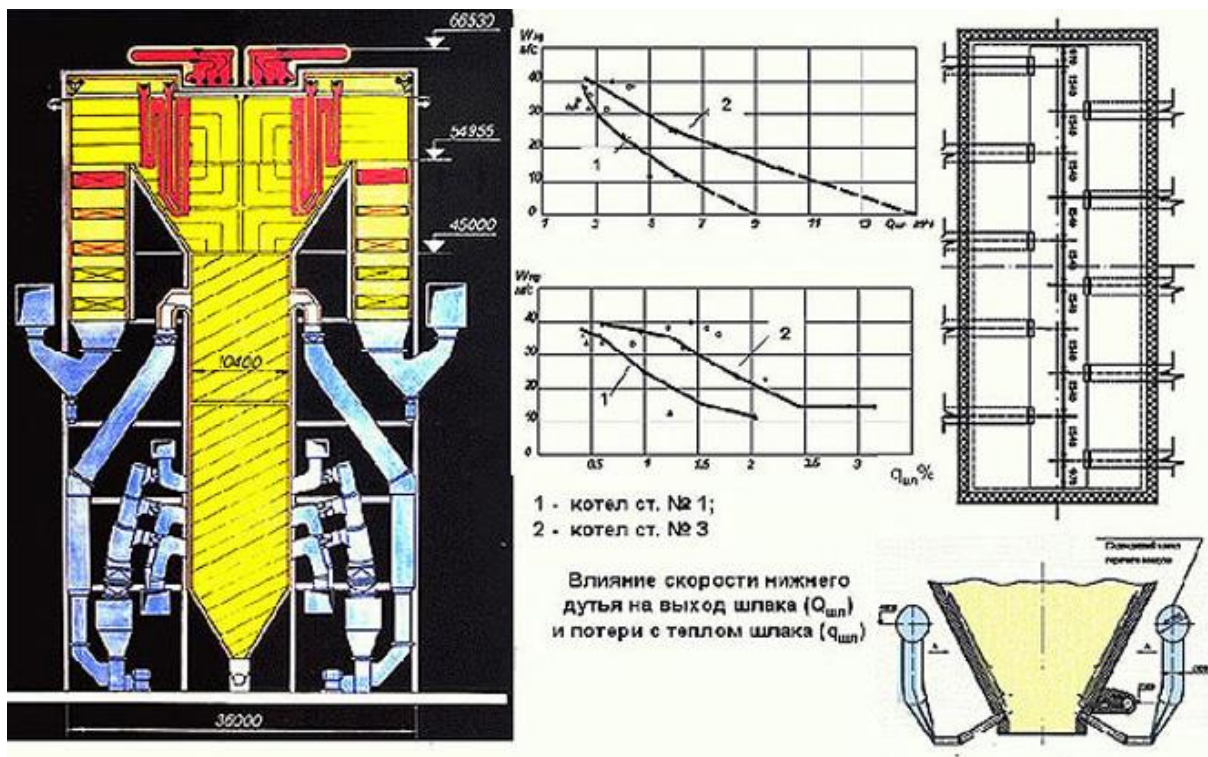
Системы нижнего дутья

**Целью внедрения системы нижнего дутья является улучшение выгорания и повышение экономичности котла при сжигании лигнитов и бурых углей.** Большинство сепараторных мельниц-вентиляторов выдают сравнительно грубую пыль, содержащую частицы более 1 мм. Как правило,

эти частицы не выгорают в топке и большая их часть выпадает в шлак, повышая потери тепла с механическим недожогом.

Для снижения этой потери успешно применяется система нижнего дутья, представляющая собой систему струй горячего воздуха, подаваемых вдоль скатов холодной воронки по встречно-смещенной схеме со скоростью до 35 м/с. Доля подаваемого воздуха в сопла нижнего дутья составляет ~ 12...17% от общего расхода воздуха. Помимо повышения КПД котла отвод этой части воздуха от горелок способствует уменьшению выбросов NOx.

### Системы нижнего дутья на котле П-64 на котле П-68 блока 210 МВт на ТЭС "Битола" (Македония)



Особенно эффективной система нижнего дутья в холодную воронку является для котлов, сжигающих лигниты с большим содержанием ксилитов. На ТЭС «Битола» в Македонии содержание ксилитов в лигнитах достигает 10-

12%. Кроме того, организация нижнего дутья способствовала росту температуры газов в нижней части топки на 150-160°C, что повысило устойчивость горения и тепловосприятие в этой зоне и улучшило температурный режим во всех поверхностях нагрева котла.

Нижнее дутье воздуха в холодную воронку котла было внедрено на ряде электростанций в России и СНГ, включая Троицкую и Ново-Ангренскую ГРЭС. Полученный опыт позволяет уверенно рекомендовать эту систему для широкого внедрения на котлах, сжигающих лигниты и бурые угли с угрубленным помолом.

### **Заключение**

Предложенный проект КЭС в Северном Казахстане, мощностью 2000 МВт проектируется на основе программы развития электроэнергетики до 2050 года, которая является стратегической программой отрасли РК.

КЭС будет состоять из четырёх энергоблоков мощностью по 500 МВт. Каждый энергоблок включает прямоточный котел типа П-57-1, турбину типа К-500-240-2 и генератор типа ТГВ-500.

В данном проекте приведен расчет тепловой схемы энергоблока 500 МВт. Произведен выбор основного и вспомогательного оборудования, компоновка главного корпуса. Рассмотрены вопросы БЖД, электрической части. В экономической части дипломного проекта составлен бизнес-план строительства станции. Реализация проекта требует кредита. Проведенные расчеты показывают, что кредит под 16 % годовых будет возвращен через 11 лет.

Результатом реализации проекта по строительству КЭС мощностью

2000 МВт в Северном Казахстане являются:

–преодоление дефицита в электроэнергии в Казахстане на период до 2020 г.;

– увеличение занятости населения, т.к. предполагается увеличение рабочих мест за счет введения эксплуатационного персонала на КЭС, а также персонала занятого при строительстве;

–укрепление технического и производственного потенциала РК.

### Список литературы

1. Тепловые и атомные электростанции. Под редакцией А.В. Клименко и В.М. Зорина книга 1.2.3. МЭИ Москва 2003.
2. Назмеев Ю.Г., В.М. Лавыгин В.М., Теплообменные аппараты ТЭС. Учебное пособие для вузов. МЭИ, 2005 – 260 с.
3. Теплообменные аппараты ТЭС, Справочник под редакцией Ю.Г.Назмеева,. том 1,2 2010.
4. Соколов А.И. Вспомогательное оборудование ТЭС. Конспект лекций. – Алматы: АИЭС, 2005 – 81 с.
5. Соколов А.И. Вспомогательное оборудование ТЭС. Методические указания к выполнению курсовой работы для студентов всех форм обучения специальности 050717 – Теплоэнергетика. – Алматы: АИЭС, 2008 – 21 с.

6. Назмеев Ю.Г., Мингалеева Г.Р., Системы топливоподачи и пылеприготовления ТЭС. Справочное пособие. М. – Издательский дом МЭИ, 2005. – 480 с.
7. В.Я. Гиршфельд., А.М. Князев., В.Е. Куликов. Режимы работы и эксплуатации ТЭС. 1980 г.
8. В.Я. Рыжкин Тепловые электрические станции, 1987 г.
9. В.Я. Рыжкин Тепловые и атомные электрические станции. Справочник. М.1982.
- 10.Парамонов С.Г. Методические указания для курсовых работ по дисциплине Экономика отрасли, для студентов специальности 5В071700Теплоэнергетика специализации “ТЭС”, “ ПТЭ”, -Алматы: АУЭС, 2013 г.
- 11.С.Л. Ривкин, А.А Александрв. « Термодинамические свойства воды и водяного пара.-М: Энергоатомиздат,1984 г.
- 12.Экономика промышленности / Под ред. А.И. Барановского.-М.: МЭИ, 1997.-т.1, 1998.-т.2.
- 13.Жабо В.В. Охрана окружающей среды на ТЭС и АЭС.-М.: Энергоатомиздат, 1992 г.
- 14.Д.П. Елизаров Тепло-энергетические установки электростанций.
- 15.«Тепловые и атомные электрические станции»: Диплом.  
Проектирование: Учебное пособие для вузов/ А.Т. Глюза, В.А. Золотарева, А.Д. Качан и др.; Под ред. А.М. Леонкова, А.Д. Качана.- Мн.: Выш. шк.,
- 16.Качан А.Д. «Режимы работ и эксплуатация тепловых электростанций». Минск, - Высшая школа, 1978.

17. «Нормы технологического проектирования тепловых электрических станций и тепловых сетей». -М. -Энергия, 1977,288 с.
- 18.[http://ru.wikipedia.org / wiki/ Энергетика \\_ Казахстана](http://ru.wikipedia.org/wiki/Энергетика_Казахстана)
- 19.[http://www.plam.ru/bislit/finansovyi\\_menedzhment\\_shpargalka/p36.php](http://www.plam.ru/bislit/finansovyi_menedzhment_shpargalka/p36.php)
- 20.<http://www.technowell.ru/main-about-invertor/>