

## **1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПРОЕКТИРОВАНИИ КОТЛОВ**

Проектированию котельных установок предшествует эскизная проработка всей энергетической установки судна. На основе технико-экономических расчетов и требований заказчика выбирают основные параметры главного двигателя, его тип, марку и их количество, главную передачу, общесудовые системы и механизмы, мощность котельной установки, параметры пара и воды, тип вспомогательных и утилизационных котлов.

При проектировании котельной установки должны учитываться требования, предъявляемые к размещению котлов на судне, их массовым и габаритным показателям, надежности и автоматическому управлению, защите и т.д.

Оценив условия работы котла и требования технического задания, выбирают тип котла. При определении типа котла предварительно должны быть проработаны следующие вопросы:

- какую можно допустить напряженность отдельных элементов котла, в частности топки, конвективных поверхностей нагрева, парового коллектора;
- является ли необходимой установка хвостовых поверхностей нагрева;
- какую следует принять схему пароперегревателя и в каком месте газохода он должен быть расположен;
- какую следует выбрать схему компоновки трубной части парообразующего пучка.

Выбрав тип котла, составляется его тепловая схема, отображающая распределение тепловосприятия рабочей среды между поверхностями нагрева и устанавливающая последовательность их размещения вдоль газового тракта. Тепловая схема парового водотрубного котла мазутного отопления с естественной циркуляцией с указанием на ней путей движения воды, пара, воздуха и газов приведена на рис.1 .

## **2. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ПАРОВОГО КОТЛА**

Тепловой расчет является основой при проектировании паровых котлов. Методика теплового расчета приведена в соответствии с действующими нормативными методами.

Тепловой расчет парового котла может быть конструктивным или проверочным. Методика конструктивного и проверочного тепловых расчетов базируется на одних и тех же уравнениях. Однако их задачи и исходные величины различны.

Задача конструктивного теплового расчета котла заключается в выборе компоновки поверхностей нагрева и определении необходимой площади поверхности, обеспечивающей получение заданной паропроизводительности котла и параметров пара. Он выполняется при проектировании новых котлов или модернизации существующих.

При проверочном расчете котлов, находящихся в эксплуатации, известны конструктивные данные поверхностей нагрева и определяется их тепловосприятие. Однако при этом необходимо задаваться изменением

температуры одной из теплообменивающихся сред (разностью температур на входе и выходе). Поэтому поверочный расчет проводится методом последовательных приближений. Он выполняется при изменении расхода топлива, переходе на другое топливо и т.п.

## 2.1. Исходные данные

Исходные данные и условия, предусмотренные заданием на проектирование, могут быть весьма разнообразны. Как правило, для разработки проекта должны быть заданы паропроизводительности, параметры пара, марка топлива и КПД котла. Однако для выполнения теплового расчета этих данных может быть недостаточно. Поэтому прежде чем приступить к тепловому расчету и проектированию котла, необходимо определить ряд величин и параметров.

### 2.1.1. Параметры, заданные для проектирования

1. Полная паропроизводительность -  $D$  кг/с,  
в том числе: перегретого пара -  $D_{\text{ПП}}$  кг/с,  
насыщенного пара -  $P_{\text{НП}}$  кг/с.
2. Давление в пароводяном коллекторе -  $P_{\text{ПК}}$  МПа.
3. Температура перегретого пара -  $t_{\text{ПП}}$  °С.
4. КПД котла -  $\eta_k$ .

При проектировании главных паровых котлов задают количество охлажденного пара  $D_{\text{ОХЛ}}$  и его температуру  $t_{\text{ОХЛ}}$ . Поэтому при выборе тепловой схемы необходимо предусмотреть расположение пароохладителя.

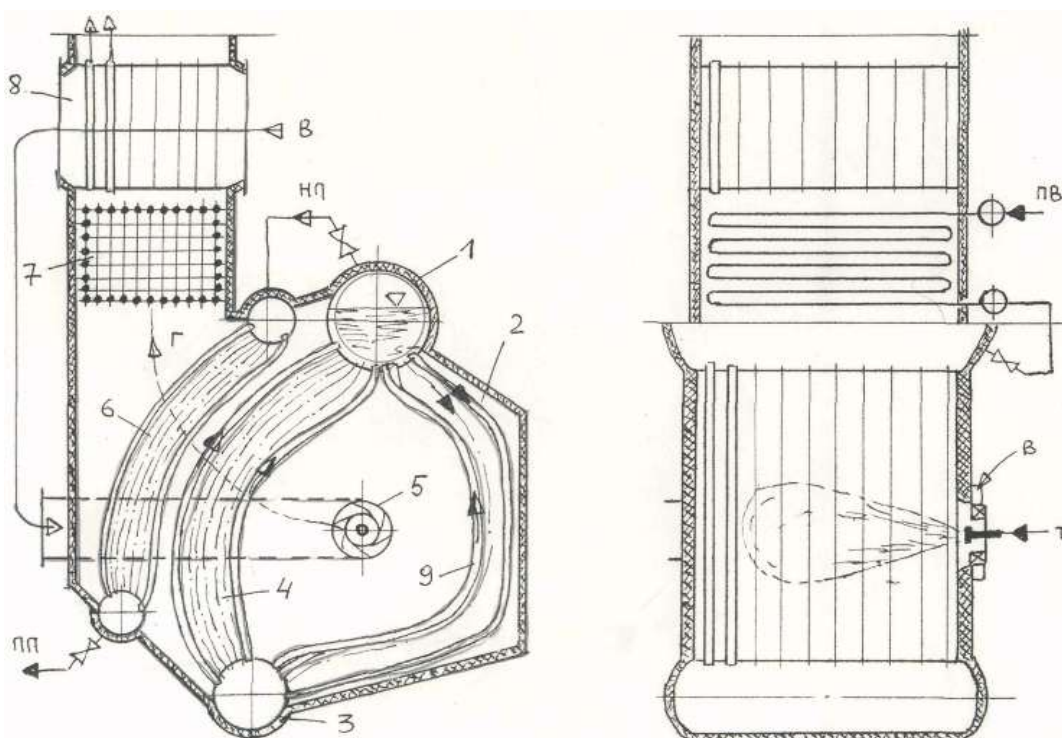


Рис.1. Схема парового водотрубного котла: 1 - пароводяной коллектор; 2 - опускные трубы; 3 - водяной коллектор; 4 - притопочный пучок; 5 - топочное устройство; 6 - пароперегреватель; 7 - экономайзер; 8 - воздухоподогреватель

### 2.1.2. Параметры, определяемые или задаваемые дополнительно

1. Давление пара при выходе из пароперегревателя –  $P_{ПП}$ .

Определяется из гидравлического расчета паровой установки, либо ориентировочно

$$P_{ПП} \approx P_{ПК} - (0,03 \div 0,010) P_{ПК}, \text{ МПа.}$$

2. Давление питательной воды на входе в экономайзер –  $P_{ПВ}$ .

Определяется из гидравлического расчета котельной установки, либо ориентировочно.

$$P_{ПВ} \approx 1,16 P_{ПК}, \text{ МПа.}$$

3. Температура питательной воды –  $t_{ПВ}^{\circ}\text{C}$ .

Температура питательной воды влияет на экономичность котельной установки и определяется ее схемой,  $t_{ПВ} = (40 - 180)^{\circ}\text{C}$ . Чем больше температура питательной воды, тем выше экономичность парового котла. Подогрев воды осуществляется в экономайзере, что позволяет не только повысить КПД котла, но соответственно уменьшить парообразующую поверхность и увеличить температурный напор  $\Delta t$ . Температура питательной воды задается на входе в экономайзер.

4. Температура воды на выходе из экономайзера  $t_{ЭК}^{\circ}\text{C} = 60^{\circ}\text{C}$ . Температуру на выходе из экономайзера принимают на  $(30 - 40)^{\circ}\text{C}$  ниже температуры кипения при соответствующем давлении  $P_{ЭК}$ , [3. табл.13]. Некипящие экономайзеры способствуют повышению надежности естественной циркуляции, так как в опускные трубы поступает вода недогретая до кипения.

5. Температура топлива  $t_{ТЛ}^{\circ}\text{C}$ .

Для хорошего распиливания и полного сгорания топливо подогревают. Температура подогрева топлива зависит от его марки. Состав различных марок топлив и температура подогрева приведены в табл.1.

6. Температура горячего воздуха  $t_{ГВ}^{\circ}\text{C}$ .

Нагрев воздуха в воздухоподогревателях повышает КПД парового котла и улучшает процесс смесеобразования и сгорания. Подогрев воздуха в паровых воздухоподогревателях осуществляется до температуры  $80 - 120^{\circ}\text{C}$  и не является перспективным. В газовом воздухоподогревателе воздух нагревается до температуры  $150 - 280^{\circ}\text{C}$  и чем выше КПД, котла, тем выше должна быть температура. Воздухоподогреватель позволяет более глубоко охладить продукты сгорания, повысить температуру в газоходе котла, увеличить температурный напор  $\Delta t$  и тем самым соответственно уменьшить поверхности нагрева.

7. Массовое паросодержание  $x$ .

От влажности пара зависит эффективность, надежность котельной установки, а также чистота пара. Обычно массовое паросодержание на выходе из пароводяного коллектора принимают  $x = 0,95 \div 0,99$ . Меньшее значение относится к вспомогательным котлам с низкими параметрами пара.

8. Коэффициент избытка воздуха  $\alpha$

Для обеспечения полного сгорания топлива в топках паровых котлов величину  $\alpha$  принимают равной  $1,1 - 1,15$ .

2.1.2. Если не используется пароперегреватель, экономайзер и воздухо подогреватель то не используется:  
 $P_{\text{пп}}, P_{\text{вп}}, t_{\text{эж}}$ . Температура горячего воздуха принимается  $t_{\text{ГВ}}=30^{\circ}$

Во вспомогательных котлах коэффициент избытка воздуха может быть увеличен до 1,3. В настоящее время наблюдается тенденция снижения  $\alpha$  до 1,03 - 1,05.

С уменьшением  $\alpha$  уменьшаются потери теплоты с уходящими газами, снижается расход воздуха на горение топлива, а следовательно, уменьшается мощность вентилятора.

9. Расход распиливающего пара  $G_{\text{ф}}$  кг/кг.

Широкое применение в паровых котлах находят паромеханические форсунки. Основное преимущество таких форсунок состоит в высоком качестве распиливания топлива и широком диапазоне регулирования подачи при сравнительно низком давлении топлива. Для паромеханические форсунок удельный расход распыливающего пара  $G_{\text{ф}}$  принимают в пределах (0,03 - 0,05) кг пара на кг топлива.

10. Марка топлива

По марке топлива определяется состав рабочей массы:  $C^{\text{P}}, H^{\text{P}}, S^{\text{P}}, N^{\text{P}}, O^{\text{P}}, A^{\text{P}}, W^{\text{P}}$ . В справочниках обычно указывается состав горючей массы и содержание золы  $A^{\text{P}}$  и влаги  $W^{\text{P}}$  в рабочей массе. Для перевода в рабочую массу остальных составляющих необходимо сделать пересчет. Коэффициент пересчета

$$K^{\text{P}} = [100 - (A^{\text{P}} + W^{\text{P}})] / 100 .$$

Для теплового расчета поверхностей нагрева и газо-воздушного тракта, независимо от конструкторского или поверочного расчетов, предварительно определяется количество и энтальпия продуктов сгорания. По результатам расчетов строят диаграмму зависимости энтальпии продуктов сгорания от их температуры  $I_{\text{Г}} - \vartheta_{\text{Г}}$ , которую используют в дальнейших расчетах.

## 2.2. Расчет энтальпии продуктов сгорания

Энтальпия определяется как сумма энтальпий газов, входящих в состав продуктов сгорания

$$I_{\text{Г}} = (V_{\text{RO}}C_{\text{RO}} + V_{\text{N}}C_{\text{N}} + V_{\text{HO}}C_{\text{HO}}) \vartheta + (\alpha - 1) V^0 C_{\text{B}} \vartheta, \text{ кДж/кг}, \quad (1),$$

где  $V_{\text{I}}, C_{\text{I}}$  - соответственно объемы и теплоемкости газов, входящих в состав продуктов сгорания;  $V^0$  - теоретически необходимое количество воздуха для сгорания топлива;  $\vartheta$  - текущая температура продуктов сгорания;  $C_{\text{B}}$  - теплоемкость влажного воздуха.

Теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания

$$V^0 = 0,0889(C^{\text{P}} + 0,375 \cdot S^{\text{P}}) + 0,267 \cdot H^{\text{P}} - 0,033 \cdot O^{\text{P}}, \text{ М}^3/\text{кг} . \quad (5).$$

Определение объемов продуктов сгорания:

суммарное содержание  $\text{CO}_2$  и  $\text{SO}_2$

$$V_{\text{RO}} = V_{\text{CO}} + V_{\text{SO}} = 0,0187(C^{\text{P}} + 0,375 \cdot S^{\text{P}}), \text{ М}^3/\text{кг} , \quad (2)$$

теоретический объем азота ПРИ  $\alpha = 1$

$$V^{\circ}_{\text{N}} = 0,79 \cdot V^0, \text{ М}^3/\text{кг} \quad (3)$$

теоретический объем водяных паров

$$V^{\circ}_{\text{HO}} = 0,111H^{\text{P}} + 0,0124W^{\text{P}} + 1,24G_{\text{ф}} + 1,6dV^{\circ}, \text{ М}^3/\text{кг} \quad (4)$$

где  $d$  - влагосодержание воздуха принимается;  $d = 0,01$  кг/кг топлива.

В данной работе мы рассматриваем котел с механически распыливающим форсунками в следствии этого расход распыливающего пара равен нулю.  $G_{\phi}=0$

Значения теплоемкостей соответствующих составляющих продуктов сгорания берутся из таблиц [2,табл. 3.4] . Для упрощения расчетов теплоемкость  $C_{SO}$ приравняется теплоемкости  $C_{CO}$  обозначается как  $C_{RO}$ .

Теплоемкость влажного воздуха

$$C_B = C_{CB} + 1,6Dc_{H_2O} \quad \text{кДж/М}^3\text{°C} . \quad (6)$$

где  $C_{CE}$  - теплоемкость сухого воздуха.

При расчетах на ЭВМ целесообразно значения теплоемкостей аппроксимировать в зависимости от температуры:

$$\begin{aligned} C_{CO} &= 1,6267 + 0,7498 g - 0,1735 g^2 ; \\ C_N &= 1,2862 + 0,0957 g + 0,0098 g^2 ; \\ C_O &= 1,2953 + 0,2262 g - 0,0440 g^2 ; \\ C_{HO} &= 1,4749 + 0,3056 g - 0,0304 g^2 ; \\ C_{CB} &= 1,2866 + 0,1395 g - 0,0164 g^2 ; \end{aligned} \quad \text{кДж/М}^3\text{°C} \quad (7)$$

где  $g = g / 1000$ .

По результатам расчета строится график  $I_T - g_T$  (формат А4). Изменение температуры принимается от  $0^\circ\text{C}$  до  $2200^\circ\text{C}$ ,

### 2. 3. Предварительный тепловой баланс

При составлении теплового баланса парового котла необходимо выяснить, какой источник тепла используется для подогрева топлива и воздуха. Если топливо и воздух подогреваются внешними источниками тепла (например, паром путем отбора турбины и т.п.), то располагаемая теплота определяется из выражения:

$$Q_p^P = Q_H^P + I_{ГВ} + i_{ТЛ} + Q_{\phi}, \quad \text{кДж/кг}, \quad (8)$$

где  $Q_H^P$  - низшая теплотворность топлива;  $I_{ГВ}$  - энтальпия горячего воздуха, поступающего в топку;  $Q_{\phi}$  - теплота, вносимая распыливающим паром.

Если подогрев топлива производится внешним источником, а воздух подогревается за счет утилизации тепла уходящих газов в газовом воздухоподогревателе, то физическая теплота подогрева воздуха исключается из теплового баланса  $I_{ГВ} = 0$ .

Низшая теплотворная способность топлива определяется исходя из состава топлива

$$Q_H^P = 339C^P + 1030H^P - 109(O^P - S^P_{л}) - 25W^P \quad \text{кДж/кг}. \quad (9)$$

Физическая теплота топлива может быть аппроксимирована в зависимости от температуры

$$i_{ТЛ} = (1,74 + 0,0025 t_{ТЛ})t_{ТЛ}, \quad \text{кДж/кг} \quad (10)$$

Теплота, вносимая распыливающим паром

$$Q_{\phi} = G_{\phi} (i_{\phi} - 2500) \quad \text{кДж/кг} \quad (11)$$

где  $i_{\phi}$  - энтальпия форсуночного пара: определяется по параметрам пара. Обычно для распыливания используется насыщенный пар с давлением

$$P_{\phi} = 0,23 \div 0,26 \text{ МПа, [3, табл.18].}$$

Если известен КПД котла  $\eta_K$ , то, задавшись потерями в окружающую среду  $q_5$  и от химического недожога  $q_3$ , определяют потери с уходящими газами  $q_2$ , а по ним - температуру уходящих газов  $\vartheta_{УХ}$ .

Потери теплоты с уходящими газами находят из уравнения обратного теплового баланса

$$q_2 = 100 - \eta_K - q_3 - q_5 \quad (12)$$

Энтальпия уходящих газов

$$I_{УХ} = q_2 Q_{рP} / 100 + I_{ХВ} \quad \text{кДж/кг.} \quad (13)$$

где энтальпия холодного воздуха

$$I_{ХВ} = \alpha V^{\circ} C_{Вt_{ХВ}} \quad \text{кДж/кг} \quad (14)$$

Температура холодного воздуха принимается;  $t_{ХВ} = 30$  С. По диаграмме  $I_{Г} - \vartheta_{Г}$  определяют температуру уходящих газов  $\vartheta_{УХ}$ .

Если задана температура уходящих газов  $\vartheta_{УХ}$ , то сначала по диаграмме

$I_{Г} - \vartheta_{Г}$  находят энтальпию уходящих газов  $I_{УХ}$ , а затем определяют потери с уходящими газами  $q_2$ . Из уравнения теплового баланса (12) определяют  $\eta_K$  и полезно используемую теплоту в котле  $Q_1$

$$Q_1 = Q_{рP} \eta_K \quad \text{кДж/кг}.$$

Потери теплоты от химического недожога  $q_3$  в тепловых расчетах принимают не более 0.5%. Потери теплоты в окружающую среду  $q_5$  составляют 1-3%.

Величина  $\vartheta_{УХ}$  в значительной мере влияет на экономичность котла, однако она не должна быть ниже точки росы  $t_p$ , при которой находящаяся в продуктах сгорания смесь водяных паров и паров серной кислоты  $X$  конденсируется.

Температура точки росы находится из выражения:

$$t_p = t_s + 210^3 \sqrt[3]{S_{гP}^P / Q_P^P}$$

где  $t_s$  - температура насыщенных водяных паров, соответствующая их парциальному давлению в продуктах сгорания,  $P_s = r_{НО} P_r$ . Давление в продуктах сгорания  $P_r$  для котлов с вентиляторным дутьем принимается равным давлению в топке  $P_r = P_t = 0,1$  МПа, а доля водяных паров в продуктах сгорания  $r_{НО} = V_{НО} / V_r$

Объем продуктов сгорания

$$V_r = V_{RO} + V_N^0 + V_{НО}^0 + (1 + 1,6d)(\alpha - 1) \cdot V^{\circ} \quad \text{М}^3/\text{кг} \quad (15)$$

Объем водяных паров

$$V_{НО} = 0,111N^P + 0,0124W^P + 1,24G_{\phi} + 1,6d \alpha V^{\circ} \quad \text{М}^3/\text{кг} \quad (16)$$

Заключительным этапом предварительного теплового баланса является определение расхода топлива  $B$

$$B = [D_{пп} (i_{пп} - i_{пв}) + D_{нп} (i_{нп} - i_{пв}) + D_{охл} (i_{охл} - i_{пв})] / (\eta_K Q_{рP}^P), \quad \text{кг/с} \quad (17)$$

где  $i_{пп}$ ,  $i_{нп}$ ,  $i_{охл}$ ,  $i_{пв}$  - энтальпии перегретого, насыщенного, охлажденного пара и питательной воды, которые определяются по параметрам пара и питательной воды. [3, табл.19].

В тепловых расчетах принимают, что потери теплоты наружного охлаждения  $Q_5$  распределяются по газоходу котла пропорционально тепловосприятности поверхностей нагрева. Эти потери учитываются введением в расчетные уравнения коэффициента сохранения теплоты

$$\varphi = 1 - Q_5 / (Q_1 + Q_5)$$

---

При расчете формулы (17).  $D_{пп}$ ,  $D_{охл}$  – парапроизводительность перегретого и охлажденного пара равна нулю.  $D_{пп}=0$ ,  $D_{охл}=0$  в связи с тем что мы не рассчитываем пароперегреватель и экономайзер  
Парапроизводительность насыщенного пара есть полная парапроизводительность котла.  $D_{пп}=D$   
Коэффициент сгорания теплоты  $Q_5=(q_{5/100})Q_p^p$

#### 2.4. Определение основных конструктивных размеров и построение эскиза топки

Для проектирования котла относительно малых габаритов и малого веса необходимо принимать высокие тепловые напряжения его элементов, однако следует учитывать, что повышение тепло напряженности котла приводит к повышению сопротивления в газовом тракте и, как правило, сокращает сроки его службы.

Напряженность работы элементов котла характеризуется скоростью потока газов, определяющей, в основном, коэффициент теплопередачи, а следовательно, и тепловую нагрузку поверхностей нагрева, и, кроме того, величиной тепловой нагрузки топочного объема.

Работу по составлению эскиза котла начинают с определения размеров топки. Объем топки находится из выражения.

$$V_T = BQ_p^p / q_T \quad \text{м}^3,$$

где величина теплового напряжения топочного объема  $q_T$  лежит в пределах  $q_T = (0,4 \div 1,2)10^3$  КВт/м<sup>3</sup>, причем большие значения следует принимать для вспомогательных котлов.

Длину топки ориентировочно можно определить по эмпирической зависимости

$$L_T = (0,8 \div 0,9)\sqrt[3]{V_T} \quad \text{м} \quad (18)$$

Данный размер определяет длину парового котла и остается неизменным по всему газоходу.

Площадь фронта топки, наиболее рациональная форма которого близка к кругу

$$F_T = V_T / L_T \quad \text{м}^2 \quad (19)$$

Прежде, чем переходить к построению эскиза топки, необходимо определить диаметр фурмы. При заполнении воздушным потоком всей площади фурменного отверстия

$$d'_\phi = \sqrt{\frac{V_\phi}{W_\phi \cdot 0.785}} \quad \text{м} \quad (20)$$

Расход воздуха через отверстие фурмы

$$V_\phi = \alpha V^\circ B_\phi (t_{ГВ} + 273) / 273 \quad \text{м}^3/\text{с} \quad (21)$$

Скорость воздуха в отверстии фурмы принимается  $W_\phi = 20 - 50$  м/с. Большие скорости позволяют уменьшить диаметр фурмы, но повышают аэродинамическое сопротивление.



Диаметр фурмы  $d_{\phi}$  округляется до ближайшего нормированного размера. Затем уточняется живое сечение фурмы

$$f_{\phi} = 0,785d_{\phi}^2 \quad \text{м}^2$$

и действительная скорость воздуха в фурме

$$w_{\phi}' = V_{\phi} / f_{\phi} \quad \text{м/с}$$

Расход топлива через одну форсунку  $V_{\phi} = V/N$  ;

Выбор числа форсунок  $N$  зависит от глубины регулирования ее производительности. Наибольшее распространение получили паромеханические форсунки с производительностью топлива 0,15 - 0,3 кг/с. Механические форсунки имеют производительность 0,07 - 0,15 кг/с.

Основой компоновки котла следует считать топочную камеру. Топочное устройство показано на рис.2. Для выбора конфигурации топки котла с естественной циркуляцией общих правил не существует.

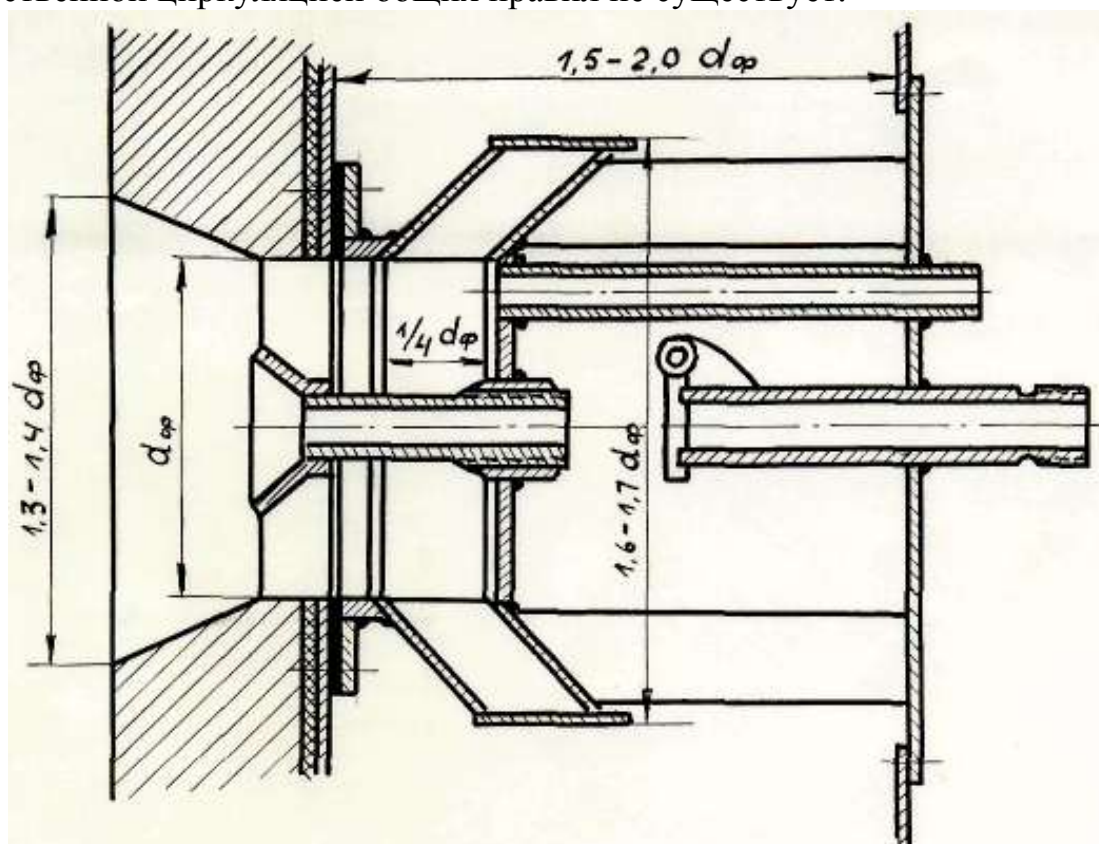


Рис.2. Схема топочного устройства

При выборе формы топки должно учитываться расположение форсунок, выбор места сечения для отвода газов из топки, расположение конвективных поверхностей нагрева относительно форсунок и др. Топке стремятся придать такую форму, при которой обеспечивалось бы равномерное распределение тепловыделения по всему топочному объему. Поперечное сечение топочной камеры стремятся выполнить в форме круга, ромба или в виде четырехугольника со скругленными углами, используя при этом площадь фронта  $F_T$ .

Круглая цилиндрическая форма камеры обеспечивает лучшее заполнение ее факелом, что повышает интенсивность сжигания топлива и позволяет избежать застойные зоны.



Затем располагают на фронте топки котла форсунки.

При размещении во фронте топки нескольких форсунок необходимо учитывать конструкцию топочного устройства, поэтому расстояние между форсунками следует выбирать не менее  $1,8d_{\phi}$ .

Расстояние от центра форсунок до трубок экрана должно быть не менее  $I = (0,5d_{\phi} + 0,4)$  м, а до трубок конвективного пучка  $I = (0,5d_{\phi} + 0,5)$  м.

Длина топки является одновременно активной длиной парового коллектора. Тогда внутренний диаметр пароводяного коллектора может быть определен при известной нагрузке зеркала испарения  $R_{зи}$

$$d_{ПК} = D / (R_{зи} L_T) \text{ м}, \quad (22)$$

Нагрузка зеркала испарения  $R_{зи}$  составляет 2 - 3 кг/(м<sup>2</sup>с). Большие значения относятся к главным паровым котлам.

Следует отметить, что диаметр пароводяного коллектора находится в первом приближении. После выбора и расчета числа рядов труб  $Z_2$  парообразующего пучка диаметр пароводяного коллектора уточняется, так как последний ряд труб должен входить в коллектор на расстоянии не менее 100 мм от нижнего уровня воды в нем.

В практике судового котлостроения встречаются следующие  $d_{ПК}$  : 1000, 1200, 1300, 1500 мм.

Для вспомогательных котлов без пароперегревателя<sup>1</sup> малой производительности  $d_{ПК}$  принимают в пределах 600 - 1000 мм.

Водяные коллекторы, коллекторы пароперегревателя, экранов и водяного экономайзера выбирают по конструктивным соображениям.

Водяные коллекторы, как правило, имеют внутренний диаметр  $d_{ВК} = 450$  - 800 мм.

При разработке компоновочного эскиза котла необходимо соблюдать следующие общие рекомендации.

Трубы должны входить в коллекторы в направлении радиуса и иметь прямые участки, выступающие из коллектора наружу не менее чем на один диаметр.

Все закругления труб в районе коллекторов целесообразно производить одним радиусом. Минимальный радиус закругления должен быть не менее трубы. Допускается двойное закругление труб во избежание большого зазора между рядами, который может оказаться в случае сведения двух рядов труб, выходящих из коллектора, в один ряд.

Гибы всех труб делаются по радиусу, применение лекальных гибов не допускается.

Во избежании расслоения пароводяной смеси и обеспечения полного дренажа наклон обогреваемых парообразующих труб к горизонтали должен быть не менее 30 градусов.

Оси крайнего ряда отпусковых труб должны отстоять от уровня воды в пароводяном коллекторе не менее чем на 150 мм.

Максимальный размер дуги водяного коллектора, используемый в качестве трубной доски, должен быть таким, чтобы разместить трубы на  $3/4$  длины верхней полуокружности коллектора.

Для парообразующих труб рекомендуется диаметр 29x2,5; для опускных труб - 29x2,5 или 44,5x3 мм. Иногда трубы первого ряда притопочного пучка и экран выбирают большего диаметра: 38x3 или 44,5x3 мм.

Наружные диаметры опускных труб, расположенные за экраном принимают 51x3,5 или 57x3,5 мм, а расположенные в межобшивочном пространстве - 114x8 мм.

Прежде чем установить размеры шагов трубок, следует принять тип пучка - шахматный или коридорный. Определить оптимальное строение пучка можно только путем сравнений результатов теплового и аэродинамического расчетов различных вариантов компоновки пучка.

Следует различать шаги трубок в пучке и в трубной доске коллектора. Шаги трубок в пучке  $S_1$  и шаги по длине коллектора одинаковы, так как в этой плоскости трубки не изгибаются. Минимальный шаг  $S_1$  должен быть не менее  $1,5 d_H$ . Шаги труб по окружности коллектора  $S_2^K$  и по глубине пучка  $S_2$  могут быть не одинаковы.

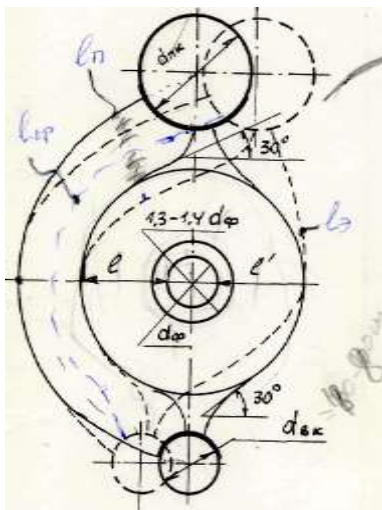


Рис.3. Схема размещения почной камеры, коллекторов и поверхностей нагрева

По глубине пучка шаг труб принимают равным  $S_2 = 2d_H$ . По окружности коллектора  $S_2^K$  - не менее  $1,5d_H$ . Экран представляет собой сплошной ряд труб, который образован путем совмещения в один ряд двух рядов труб, выходящих из коллекторов и завальцованных в них в шахматном порядке. Зазор между трубами в сплошном экране равен 1мм. Расстояние между экраном и опускными трубами должно быть не менее 60мм. По отношению к топке, оси коллекторов могут располагаться на различных расстояниях. При выборе координат для вертикальной оси коллекторов следует иметь в виду, что чем ближе к вертикальной оси топки находятся оси коллекторов, тем больше сечение топки приближается к кругу, однако сечение для прохода газов в этом случае будет уменьшаться. Если оси коллекторов отнести от вертикальной оси вправо (рис.3 штрих линии) топка приобретает форму ромба и сечение для прохода газов увеличивается.

## 2.5. Расчет теплообмена в топке

Топка является сложной системой тел, участвующих в теплообмене. Это - факел, основными излучающими компонентами которого являются трехатомные газы  $CO_2$ ,  $SO_2$ ,  $H_2O$ , составляющие несветящуюся часть, и взвешенные в топочных газах мельчайшие частицы сажи, составляющие светящуюся часть факела; топка, состоящая из обмуровки, деталей топочного

устройства и луче воспринимающая поверхность нагрева, состоящая из труб экрана и первого ряда труб притопочного пучка.

Ввиду малых скоростей газов в топке, конвективным теплообменом пренебрегают. Для расчета теплообмена в топке используются. Применений, теории подобия, функциональную связь между адиабатной температурой  $T_a$  и температурой за топкой  $T_T$ .

$$T_T / T_a = V_0^{0,6} / (0,69a_T^{0,6} + 1,03V_0^{0,6}), \quad (22)$$

где критерий Больцмана

$$V_0 = \varphi V \Sigma (VC_p)_i / (5.67 \cdot 10^{-11} \xi H_L T_A^3) \quad (23)$$

Коэффициент  $Q$  учитывает снижение тепловосприятости луче воспринимающих поверхностей в следствии их загрязнения, при сжигании жидкого топлива  $\xi = 0,4$

Уравнение (22) решается методом последовательных приближений, т.к. не известны средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания  $\Sigma (V-C_p)_i$  и степень черноты топки  $a_T$ .

В первом приближении  $\vartheta = T_T - 273$  можно задать  $\vartheta_T' = 1200^\circ\text{C}$ . Принимая линейную зависимость между адиабатной температурой  $T_a$  и температурой за топкой  $T_T$ , определяется средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания

$$\Sigma (V-C_p)_i = (I_a - I_T') / (\vartheta_a - \vartheta_T') \text{ кДж/кг}^\circ\text{C} \quad (24)$$

Значение энтальпии  $I_a$  соответствующее полезному тепловыделению в топке

$$I_a = Q_P^P (1 - q_3/100) + I_{ГВ} \quad \text{кДж/кг} \quad (25)$$

где  $I_{ГВ}$  - энтальпия горячего воздуха на входе в топку,  $I_{ГВ} = \alpha V^\circ C_{ВГВ}$ . По диаграмме  $I_T - \vartheta$  определяется адиабатная температура  $T_a = \vartheta_a + 273^\circ\text{K}$

Ввиду отсутствия надежных данных о степени черноты поверхностей топки, степень черноты топки  $a_T$  определяется с использованием степени черноты факела  $a_\Phi$ .

$$a_T = a_\Phi / [a_\Phi + (1 - a_\Phi) \phi \xi] \quad (26)$$

где  $\phi$  - степень экранирования топки.

Горение жидкого топлива представляет собой пламенный процесс, основными излучающими компонентами которого являются трехатомные газы  $\text{CO}_2$  и  $\text{H}_2\text{O}$  и взвешенные в топочных газах мельчайшие частицы сажи. Последние, распаясь в потоке этих газов, делают пламя факела светящимся. Таким образом факел горящего топлива представляет собой состоящим из светящегося пламени и не светящихся трехатомных газов.

Эффективная степень черноты факела

$$a_\Phi = m a_{СВ} + (1 - m) a_T, \quad (27)$$

где  $m$  - коэффициент усреднения, характеризующий отношения объемов, занимающих светящимся пламенем и не светящимися трехатомными газами, определяется в зависимости от теплового напряжения топочного объема  $q_T$  (МВт):  $m = 0,31 + 0,6q_T$

Степень черноты:

$$\text{трехатомных газов } a_T = 1 - e^{-K_{ГГ}^P \Gamma^S}; \quad (28)$$

$$\text{светящегося пламени } a_{CB} = 1 - e^{-(K_{\Gamma} + K_c)P_{\Gamma} S} \quad (29)$$

Коэффициент ослабления лучей:

сажистыми частицами:

$$K_c = 0,3(2 - \alpha)[(1,6T_{\Gamma}/1000) - 0,5] - C^P/H^P, \quad 1/\text{мм МПа} \quad (30)$$

трехатомными газами

$$K_{\Gamma} = [(2,47 + 5,06r_{\text{HO}})/(\sqrt{P_{\Gamma}}\Gamma_{\text{п}}3) - 1][1 - 0,37(T_{\Gamma}/1000)]\Gamma_{\text{п}} \quad (31)$$

где  $\Gamma_{\text{п}} = r_{\text{RO}} + r_{\text{HO}}$  - суммарная объемная доля трехатомных газов в продуктах сгорания;  $r_{\text{RO}} = V_{\text{RO}}/V_{\Gamma}$ ;  $r_{\text{HO}} = V_{\text{HO}}/V_{\Gamma}$

Размещение коллекторов и топочного фронта на теоретическом чертеже дает возможность определить размеры радиационных поверхностей нагрева  $H_{\text{л}}$  рассчитать тепловосприятие поверхности нагрева  $Q_{\text{л}}$ .

$L_{\text{э}}$  и  $L_{\text{N}}$  см РИС 3

Условная луче воспринимающая поверхность нагрева топки

$$H_{\text{л}} = (l_{\text{э}} + l_{\text{п}})L_{\text{T}}, \quad \text{м}^2 \quad (32)$$

где  $l_{\text{э}}$ ,  $l_{\text{п}}$  - освещенная длина труб экрана к первого ряда приточного конвективного пучка.

Полная площадь поверхности стен топки

$$F_{\text{СТ}} = H_{\text{л}} + 2F_{\text{T}}, \quad \text{м}^2 \quad (33)$$

Степень экранирования топки

$$\phi = H_{\text{л}}/F_{\text{СТ}}, \quad (34)$$

Эффективная толщина излучающего слоя топки

$$S = 3,6 (V_{\text{T}}/F_{\text{СТ}}), \quad \text{м} \quad (35)$$

Если различие между  $\vartheta_{\text{T}}'$  и  $\vartheta_{\text{T}}$  составляет более 100 С, то расчет следует повторить.

Уточненная энтальпия  $I_{\text{T}}$  газов на выходе из топки определяется по диаграмме  $I_{\text{T}} - \vartheta$ . Количество теплоты, воспринимаемое луче воспринимающей поверхностью топки

$$Q_{\text{л}}^* = \phi B(I_{\text{A}} - I_{\text{T}}), \quad \text{кВт} \quad (36)$$

## 2.6. Расчет поверхности нагрева

Конвективные поверхности нагрева судового котла образуются пучками парообразующих труб, пароперегревателя, экономайзера и воздухоперегревателя.

Для расчета конвективных поверхностей используются два уравнения баланса для данной поверхности нагрева по газовой и пароводяной сторонам и уравнение теплопередачи:

$$Q = \phi B(\dot{I}' - I''); \quad (37)$$

$$Q = D(i'' - i'); \quad (38)$$

$$Q = K \Delta t_{\text{H}}, \quad (39)$$

Где ' - относится к параметрам на входе; '' - на выходе.

Различие в расчетах будет определяться только вычислением коэффициента теплопередачи  $K$

$$K = \frac{1}{1/(\omega \cdot \alpha_K + \alpha_L) + \xi + 1/\alpha_2} \quad (40)$$

где  $\omega$  - коэффициент полноты смывания труб, и температурного напора  $\Delta t$

$$\Delta t = \frac{\Delta t_B - \Delta t_M}{\ln(\Delta t_B / \Delta t_M)} \quad (41)$$

где  $\Delta t_B$  - разность температур сред наибольшая,  $\Delta t_M$  - то же - наименьшая .

### **2.6.1. Расчет притопочного пучка**

Существенную роль при компоновке котла играет место расположения пароперегревателя. Для поддержания температуры пара с малыми отклонениями в большом диапазоне изменения нагрузок котла пароперегреватель располагается ближе к топке. Такое размещение пароперегревателя приводит к необходимости разбивать парообразующую поверхность на две части: одну располагать до, вторую - после пароперегревателя.

В этом случае проводят только поверочный расчет парообразующего пучка труб, так как не известно количество пара, получаемого в каждом пучке. В начале рассчитывают первый парообразующий пучок, затем пароперегреватель (можно выполнять как конструктивный так и поверочный расчет.), и после этого рассчитывают второй парообразующий пучок.

Более простая и надежная конструкция котла получается при расположении пароперегревателя за всей парообразующей поверхностью нагрева.

В парообразующих поверхностях нагрева притопочного пучка коэффициент теплоотдачи к воде и водяной смеси  $\alpha_2$  примерно на два порядка выше коэффициента теплоотдачи от газов к стенке  $\alpha_1$ , поэтому величину  $1/\alpha_2 \approx 0$

#### **2.6.1.1. Конструктивный расчет**

При конструктивном расчете принимают;

наружный диаметр труб  $d_H$  (м)

шаг поперечный в пучке  $S_1$  (м)

шаг продольный  $S_2$  (м).

Число труб в одном ряду

$$Z_1 = L_T/S_1 - 0,5 . \quad (42)$$

Живое сечение для прохода газов

$$F_r = l_{CP}(L_T - Z_1 d_H) \text{ м}^2, \quad (43)$$

Где  $l_{CP}$ - полная длина труб среднего ряда пучка (по эскизу котла); в первом приближении принимается равной длине труб первого ряда.

Поверхность нагрева одного ряда

$$H_P = \pi d_H Z_1 l_{CP} \text{ м}^2, \quad (44)$$

В результате расчета определяется число труб в пучке  $Z_2$ .

При конструктивном расчете параметры воды или пара заданы. Тогда тепловая мощность парообразующего притопочного пучка

$$Q_{\text{П}} = D(i_{\text{НП}} - i_{\text{ЭК}}) - Q_{\text{Л}}, \text{ кВт}, \quad (45)$$

где  $i_{\text{НП}}$  - энтальпия насыщенного пара при выходе из пароводяного коллектора;

$$i_{\text{НП}} = i'(1 - x) + i''x, \text{ кДж/кг}. \quad (46)$$

Значения энтальпий кипящей воды  $i'$ , сухого пара  $i''$  и питательной воды после экономайзера  $i_{\text{ЭК}}$  определяется при давлении в пароводяном коллекторе  $P_{\text{ПК}}$  и экономайзере  $P_{\text{ПЕ}}$  из таблиц [3, табл.18].

Это же количество тепла отдается продуктами сгорания. Тогда энтальпия газов на выходе из пучка

$$I_1 = I_{\text{T}} - Q_{\text{П}} / (\varphi B) \text{ кДж/кг}. \quad (47)$$

Из диаграммы  $I_{\text{T}} - \vartheta$  определяется температура на выходе из пучка  $\vartheta_1$  или  $T_1 = \vartheta + 273$ .

Теперь для определения теплопередающей поверхности  $N_{\text{П}}$  из уравнения теплопередачи необходимо определить коэффициент теплопередачи  $K$  и температурный напор  $\Delta t$ .

---

$I_{\text{СР}}$ -см рис 3. В формуле (45)  $i_{\text{ЭК}}=0$  в связи с тем что мы не рассчитываем экономайзер тогда формула приобретает вид:  $Q_{\text{П}}=Di_{\text{НП}}-Q_{\text{Л}}^*$

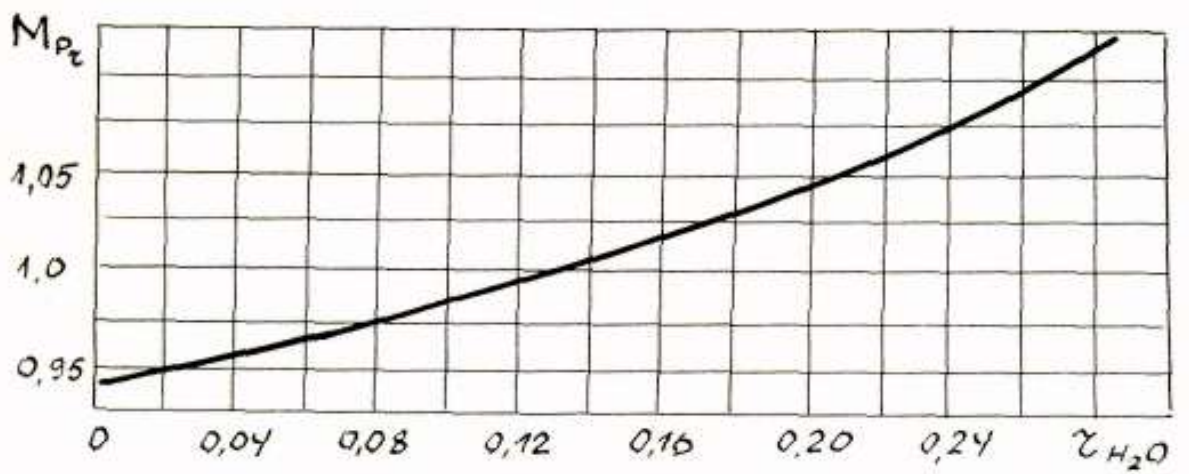
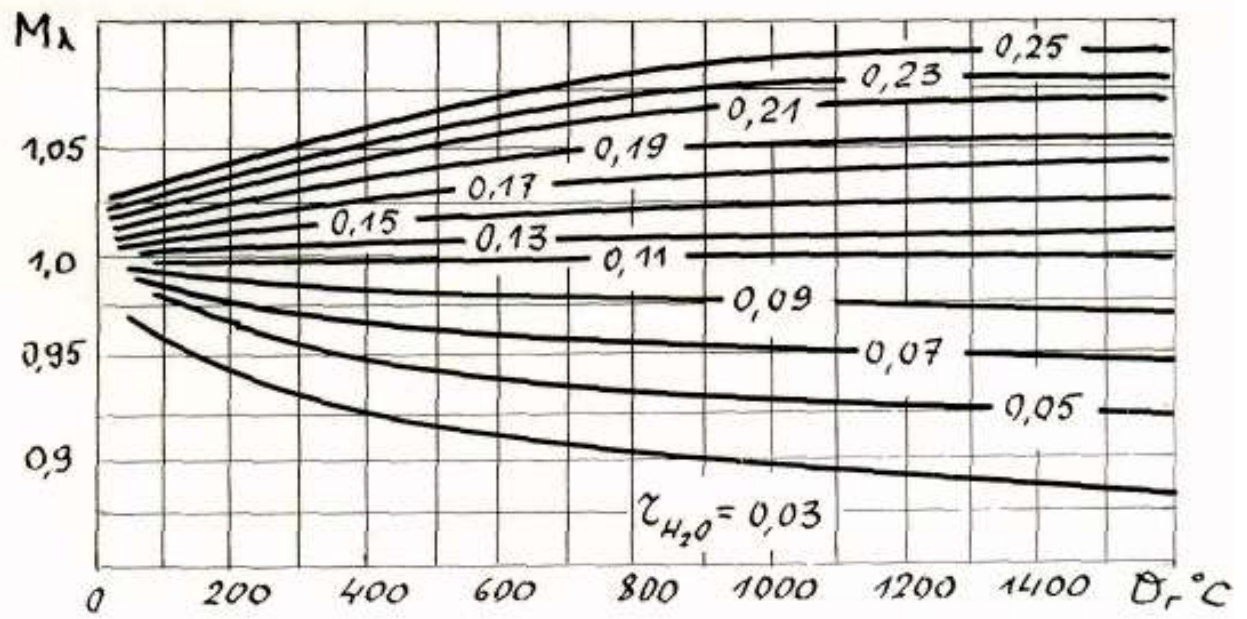
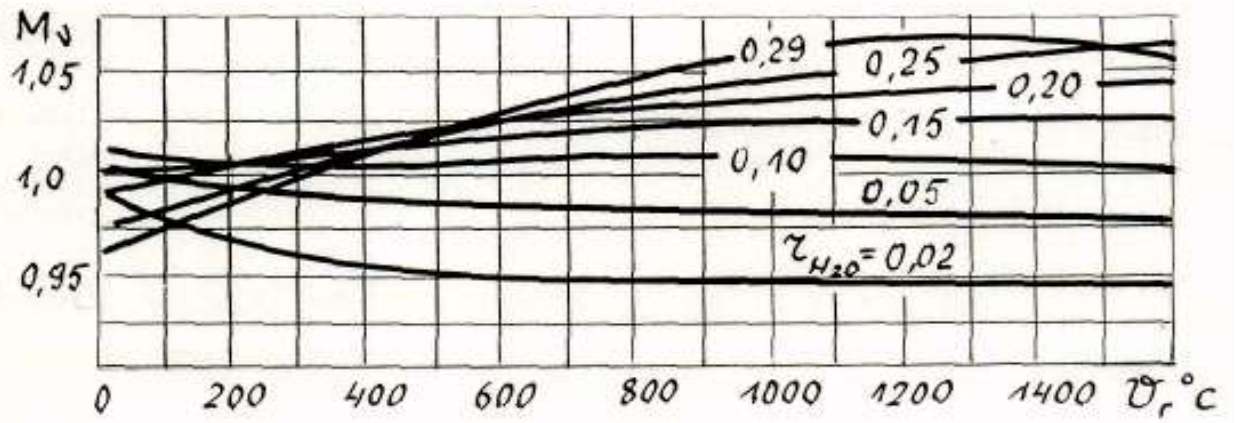


Рис.4 Графики для определения поправочных коэффициентов



Поэтому в начале необходимо найти среднюю скорость газов в пучке:

$$W_{\Gamma} = \frac{B \cdot V_{\Gamma} \cdot T_{\Pi}}{273 \cdot F_{\Gamma}} \quad \text{м/с}, \quad (4,8)$$

где  $T_{\Pi}$  - средняя температура газов в пучке,  $T_{\Pi} = 0,5(T_{\Gamma} + T_1)$ . Значение скорости  $W_{\Gamma}$  находится в пределах 8-15 м/с. При значительном отклонении от данных значений необходимо уменьшить сечение для прохода газов. По данной температуре  $T_{\Pi}$  определяются коэффициент теплопроводности газов  $\lambda_{\Gamma}$ , коэффициент кинематической вязкости газов  $\nu_{\Gamma}$ , критерий Прандтля  $P_{\Gamma}$  [2, табл.6,2].

Значения этих величин можно определить и по аппроксимирующим зависимостям

$$\begin{aligned} \lambda_{\Gamma} &= 0,1735 \cdot 10^{-8} \vartheta_{\Gamma}^2 + 0,8445 \cdot 10^{-4} \vartheta_{\Gamma} + 0,02284 \quad \text{Вт/м}^{\circ}\text{С} \\ \nu_{\Gamma} &= (5 \cdot 10^{-5} \vartheta_{\Gamma}^2 + 0,1118 \cdot \vartheta_{\Gamma} + 7,0774) \cdot 10^{-6} \quad \text{м}^2/\text{с} \\ P'_{\Gamma} &= 0,71 - 0,2 \cdot 10^{-3} \vartheta_{\Gamma} \quad \text{при } 100 < \vartheta_{\Gamma} < 400^{\circ}\text{С} \\ P'_{\Gamma} &= 0,67 - 0,1 \cdot 10^{-3} \vartheta_{\Gamma} \quad \text{при } 400 < \vartheta_{\Gamma} < 1000^{\circ}\text{С} \\ P_{\Gamma} &= (0,94 + 5,71 \text{ гНО}) P'_{\Gamma} \end{aligned} \quad (49)$$

Для продуктов сгорания, состав которых отличается от табличного, значение этих параметров необходимо умножить на соответствующие коэффициенты  $M$ ,  $M$ ,  $M_{\Gamma}$  (Рис.4).

Коэффициенты теплоотдачи конвекцией  $\alpha_k$  определяется в зависимости от характера омывания и строения пучка (Рис.5).

При поперечном омывании коридорных гладкотрубных пучков труб газом или воздухом

$$\alpha_k = 0,2 \lambda_{\Gamma} / d_{\text{H}} ((W r d_{\text{H}}) / \nu_{\Gamma})^{0,65} P_{\Gamma}^{0,33} C_z C_s, \quad \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (50)$$

где  $C_z$  — поправка на число труб, поправка на компоновку,  
 $C_s = [1 + (2\sigma_1 - 3) \cdot (1 - 0,5\sigma_2)^3]^{-2}$ , где  $\sigma_1 = S_1/d_{\text{H}}$ ;  $\sigma_2 = S_2/d_{\text{H}}$ ;  
 $C_s = 1$  при  $\sigma_2 \geq 2$  и  $\sigma_1 \leq 1,5$ .

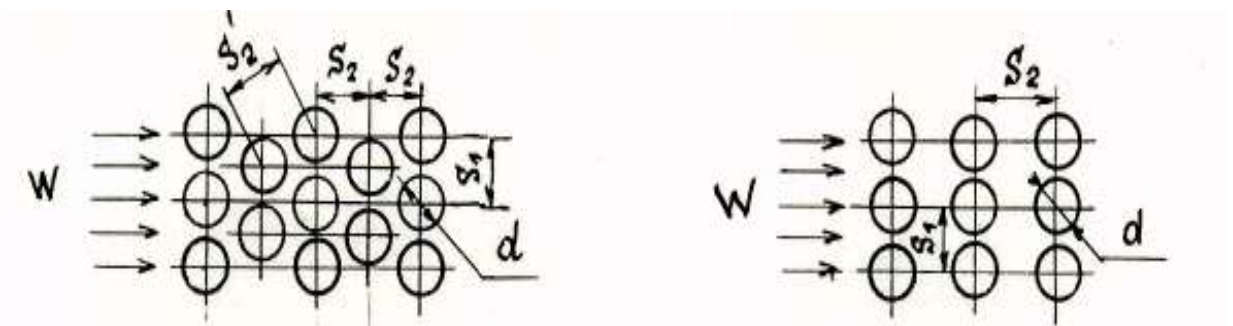


Рис.5. Схемы компоновки пучков труб при поперечном омывании:  
 а - коридорное; б – шахматное

При поперечном омывании шахматных гладкотрубных пучков

$$\alpha_{\text{Л}} = \lambda_{\Gamma} / d_{\text{H}} ((w_{\Gamma} d_{\text{H}}) / \nu_{\Gamma})^{0,6} P_{\Gamma}^{0,33} C_z C_s; \quad (51)$$

поправка на компоновку

$$C_s = 0,34 \varphi^{0,1} \text{ при } 0,1 < \varphi \leq 1,7;$$

$$C_s = 0,275 \varphi^{0,5} \text{ при } 1,7 < \varphi \leq 4,5.$$

$$\text{где } \varphi = (\sigma_1 - 1) / (\sigma_2 - 1), \quad \sigma_2 = (\sqrt{0,25 \sigma_1^2 + \sigma_2^2})$$

Газы при омывании конвективных пучков отдают теплоту не только конвекцией, но и излучением. При топочный пучок омывается продуктами сгорания, состоящими из трехатомных газов. Лучистый теплообмен между газами и поверхностью нагрева обуславливается температурой газов  $T_{\Pi}$ , температурой загрязненной наружной поверхностью стенки  $T_3$  и суммарной толщиной излучающего слоя газа  $S$ .

Коэффициент теплоотдачи излучением

$$\alpha_{\text{л}} = 5,1 \cdot 10^{-8} a_{\text{r}} T_{\Pi}^3 (1 - (T_3/T_{\Pi})^{3,6}) / (1 - (T_3/T_{\Pi})). \quad (52)$$

Степень черноты трехатомных газов вычисляется по формуле (28). При определении коэффициента ослабления лучей трехатомными газами в формулу (31) следует поставить  $T_{\Pi}$  вместо  $T_{\text{r}}$ . Эффективная толщина излучающего слоя газов в межтрубном пространстве для гладкотрубных пучков

$$S = 0,9' d_{\text{H}} ((4S_1 S_2 / \pi d_{\text{H}}^2) - 1), \text{ м.} \quad (53)$$

Температура наружной поверхности загрязняющего слоя  $T_3$

$$T_3 = (t_s + \varepsilon q_{\Pi} \cdot 10^3) + 273 \text{ } ^\circ\text{K} \quad (54)$$

где  $t_s$  - температура насыщения;  $\varepsilon$  - коэффициент загрязнения, выбирается из Рис 6;  $q_{\Pi} = Q_{\Pi} / H_{\Pi}$  - плотность теплового потока поверхности нагрева пучка. Величиной  $q_{\Pi}$  предварительно задаются: (20-50) кВт/м<sup>2</sup> - для парообразующих поверхностей; (10-25) - для пароперегревателей; (15-25) - для экономайзеров.

Температуру  $T_3$  не уточняют, если полученное в результате расчета значение  $q_{\Pi}^*$  отличается от предварительно принятого не более чем 15%.

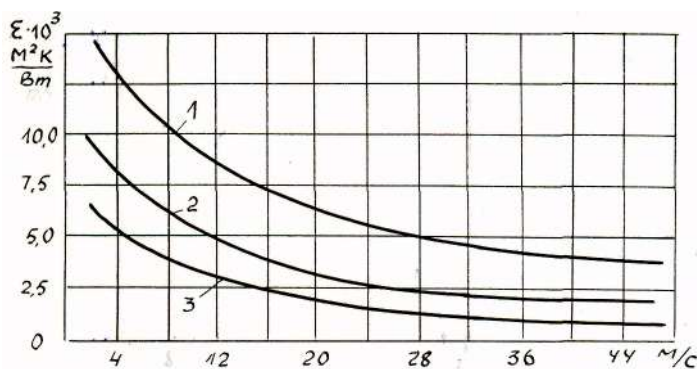


Рис.6. Коэффициент загрязнения;

1 - парообразующий пучок, 2 - гладкотрубные экономайзеры, 3 - пароперегреватели

Коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{1}{1/(\omega(\alpha_K + \alpha_{\text{л}})) + \varepsilon} \quad (55)$$

где  $\omega = l_{\text{акт}} / l$  - коэффициент полноты смывания;  $l_{\text{акт}}$  - активная длина труб принимается из эскиза котла.

Температурный напор применительно к парообразующей поверхности нагрева

$$\Delta t = (\vartheta_T - \vartheta_1) / (\ln (\vartheta_T - t_s) / (\vartheta_1 - t_s)) \quad (56)$$

Расчетная поверхность нагрева притопочного парообразующего пучка

$$H_n = Q_n * 10^3 / (K \Delta t) \quad (57)$$

Расчетное число рядов труб в пучке

$$Z_2 = H_n / H_p \quad (58)$$

Полученное число рядов округляется до целого, тогда принятая поверхность нагрева

$$H_n^* = H_p Z_2^*, \quad (59)$$

Плотность теплового потока

$$q_n^* = Q_n / H_n^* \quad (60)$$

### **2.6.1.2. Проверочный расчет.**

При округлении числа рядов меняется площадь теплопередающей поверхности, в связи с этим паропроизводительность и КПД котла изменяются. Поэтому необходимо уточнить тепловосприятие пучка и температуру газов за ним. Данную задачу решают путем проверочного теплового расчета.

Для этого используется совместное решение уравнения теплового баланса по газовой стороне (37) и уравнения теплопередачи (39). Задаются тремя значениями температуры газов  $\vartheta_1$  за пучком с интервалом 50 С. Для каждого значения  $U_1$  определяются соответствующие значения  $I_1$ ,  $K$ ,  $\Delta t$  по формулам, приведенными в конструктивном расчете.

При определении коэффициента теплоотдачи конвекцией необходимо учесть поправку на число труб  $C_z$ :

Для поперечного омывания коридорных гладкотрубных пучков

$$C_z = 0,91 + 0,0125(Z_2 - 2);$$

для поперечного омывания шахматных гладкотрубных пучков

$$C_z = 3,12 * Z_2^{0,05} - 2,5 \quad \text{при } Z_2 < 10 \text{ и } b_1 < 3$$

$$C_z = 4 * Z_2^{0,02} - 3,2 \quad \text{при } Z_2 < 10 \text{ и } b_1 \geq 3$$

Уравнение теплопередачи  $Q_{пт} = K * \Delta t * H_n$  и уравнение баланса

$Q_{пб} = \varphi * V * (I_T - I_1)$  решаются графическим методом. Искомое значение температуры  $\vartheta_1^*$ , и тепловосприятия пучка  $Q_{п}^*$  находят из пересечения кривых  $Q_{пт}$  и  $Q_{пб}$ , рис.7.

### **Графическое решение уравнений теплового баланса и теплопередачи.**

Расчетная поверхность должна быть вычислена с учетом луче воспринимающей поверхности первого ряда труб

$$H_n = \pi * d_n * I_n * Z_1 * Z_2 - L_T * I_n.$$

Луче воспринимающая поверхность рассчитывается по формуле  $H_{\text{л}} = \pi \cdot d_{\text{л}} \cdot I_{\text{л}} \cdot Z_1 \cdot Z_2 - L_{\text{л}} \cdot I_{\text{л}}$ .

### 2.6.2. Расчет пароперегревателя.

Тип и конструкция пароперегревателя во многом зависят от параметров пара, марки топлива, конструкции топочного устройства. В современных судовых паровых котлах предпочтение отдается конвективным пароперегревателям, расположенным " в рассечку ", или за периферийным парообразующим пучком труб. Движение пара в перегревателе всегда принудительное.

Наибольшее распространение получили петлевые одно коллекторные пароперегреватели, вертикальные двух коллекторные и змеевиковые.

Для вспомогательных паровых котлов обычно применяют пароперегреватели змеевикового типа. Внутренние диаметры коллекторов змеевиковых пароперегревателей  $d_{\text{вн}} = 150-200\text{мм}$ , а петлевых вертикальных и вертикальных двух коллекторных  $d_{\text{вн}} = 450-500\text{мм}$ . Скорости движения пара в трубах принимают 15-20 м/с, а средние скорости движения газов в пучке 10 - 15 м/с. Поэтому шаговые отношения в пучке пароперегревателя принимают несколько меньшими, чем в парообразующем и находятся в пределах  $S_1/d = S_2/d = 1,4 \div 2$ .

Обычно для пароперегревателей используются следующие размеры труб: наружный диаметр - 20; 25; 29; 38мм, толщина - 2,0; 2,5; 3,0мм.

Конструктивный и поверочный расчеты пароперегревателя практически не отличаются от расчета притопочного пучка. Однако при определении коэффициента теплопередачи  $K$ , необходимо дополнительно определять коэффициент теплоотдачи от стенки к пару  $\alpha_2$

#### 2.6.2.1. Конструктивный расчет.

Перед компоновкой пароперегревателя и его тепловым расчетом известны температура  $\vartheta_1$  и энтальпия газов  $I_1$  перед ним. Эти параметры определены из расчета парообразующего пучка.

Выбирают тип пароперегревателя, строение пучка и его геометрические параметры  $d_{\text{н}}$ ,  $S_1$ ,  $S_2$ .

Мощность пароперегревателя

$$Q_{\text{ПП}} = D_{\text{ПП}} (i_{\text{ПП}} - i_{\text{НП}}), \text{ кВт} \quad (61)$$

где  $i_{\text{ПП}}$ ,  $i_{\text{НП}}$  - энтальпия перегретого и насыщенного пара;  $D_{\text{ПП}}$  - количество перегретого пара. Энтальпия газов на выходе из пароперегревателя

$$I_2 = I_1 - Q_{\text{ПП}}/(\varphi B) \quad (62)$$

Используя формулы (50) - (51) определяют коэффициент теплоотдачи конвекцией  $\alpha_k$  от газов к стенке. Средняя температура и давление перегретого пара

$$t_{\text{ПП}} = 0,5(t_s + t_{\text{ПП}}); \quad (63)$$

$$P_{\text{ПП}} = 0,5(P_{\text{ПК}} + P_{\text{ПП}}). \quad (64)$$

По таблице [3.табл.19] определяется средний удельный объем перегретого пара  $\vartheta_{\text{ПП}}$  коэффициент теплопроводности  $\lambda_{\text{ПП}}$ , коэффициент кинематической вязкости  $\nu_{\text{ПП}}$  критерий Прандтля  $R_{\text{ГПЛ}}$ .

Задавшись скоростью перегретого пара  $W_{\text{ПП}} = 15 - 25$  м/с, определяют коэффициент теплоотдачи при продольном омывании поверхности нагрева от стенки к пару

$$\alpha_2 = 0,023(\lambda_{\text{ПП}}/d_{\text{ВП}}) * (W_{\text{ПП}} d_{\text{ВП}}/\nu_{\text{ПП}})^{0,8} R_{\text{ГПЛ}}^{0,4} C_t C_1. \quad (65)$$

Поправка  $C_t$  учитывает влияние температурного фактора на величину  $\alpha_2$  и зависит от средней температуры потока и температуры стенки. Обычно принимают  $C_t = 1$ .

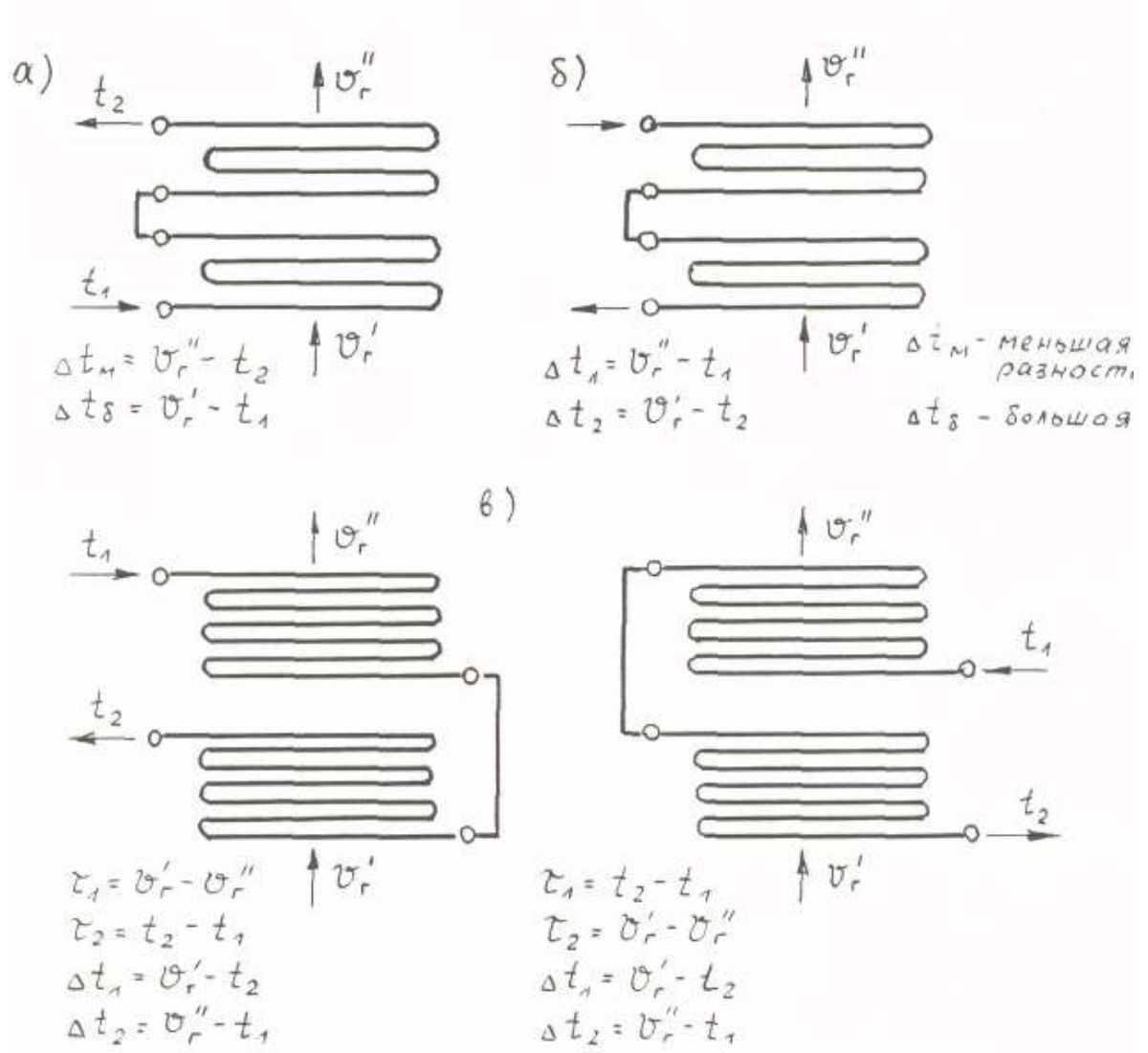
Поправка  $C_1$  вводится при отношении длины трубы к ее диаметру  $l/d \leq 50$ , при  $l/d > 50$  принимают  $C_1 = 1$ .

Коэффициент загрязнения труб  $\varepsilon$  выбирается из рис.6. Температуру наружной поверхности загрязняющего слоя стенки из выражения.

$$T_3 = [t_{\text{ПП}} + (\varepsilon + 1/\alpha_2) * q_{\text{ПП}} * 10^3] + 273, \quad (66)$$

где  $q_{\text{ПП}}$  -плотность теплового потока в кВт/м<sup>2</sup>.

По формуле (52) определяют коэффициент теплоотдачи излучением трехатомных газов  $\alpha_{\text{Л}}$ .



$$\text{Коэффициент теплоотдачи } K = \frac{1}{(1/(\omega\alpha_K + \alpha_L)) + \varepsilon + 1/\alpha_2} \quad (67)$$

При определении температурного напора необходимо задаться включением отдельных секций пароперегревателя в его общую схему: по прямотоку, по противотоку либо по смешанному току, Рис.8. При этом для любой комбинированной схемы вводится коэффициент  $\psi$ , учитывающий отличие схемы от противоточной.

Температурный напор

$$\Delta t = \frac{\vartheta_1 - \vartheta_2}{\ln[(\vartheta_1 - t_{nn})/(\vartheta_2 - t_{nn})]} \quad (68)$$

По формулам (58)-(60) определяется число рядов труб, и после округления, уточняются поверхность нагрева  $N_{ПП}^*$  и плотность теплового потока  $q_{ПП}$

### 2.6.2.2. Поверочный расчет

Последовательность расчета аналогична расчету парообразующего пучка. После уточнения мощности пароперегревателя  $Q_{\text{ПП}}^*$  и температуры на выходе из него  $\vartheta_2^*$ , уточняется энтальпия перегретого пара

$i_{\text{ПП}} = i_{\text{НП}} + Q_{\text{ПП}}^*/D_{\text{ПП}}$  и его температура  $t_{\text{ПП}}^*$ . Проверяется скорость перегретого пара

$$W_{\text{ПП}}^* = \frac{D_{\text{ПП}} \vartheta_{\text{ПП}}^*}{0,785 d_{\text{ВН}}^2 Z_1 Z_2} \text{ м/с}$$

где  $\vartheta_{\text{ПП}}^* \sim$  уточненный средний удельный объем перегретого пара, определенный по средней температуре [3, табл. 19]  $t_{\text{ПП}}^* = 0,5(t_s + t_{\text{ПП}}^*)$ ;  $m$  - число ходов в пароперегревателе, уточняется величина плотности теплового потока  $q_{\text{ПП}}^*$ .

### 2.6.3. Расчет экономайзера

Экономайзеры применяемые в паровых котлах могут быть змеевиковые и петлевые. Наибольшее распространение получили змеевиковые гладкотрубные некипящие экономайзеры, работающие по принципу прямотока. Шаговые отношения в гладкотрубных экономайзерах выбирают, исходя из допустимой скорости газов, при этом поперечный и продольный шаги труб принимают примерно одинаковыми  $S_1 = S_2 = 1,5d_{\text{Н}}$ . Наружные диаметры труб у слабофорсированных паровых котлов - от 29 до 38мм, у высокофорсированных - от 20 до 25мм. Строение пучка выбирают обычно коридорным, но часто встречается и шахматное расположение труб. Внутренний диаметр коллекторов находится в пределах от 100 до 200мм.

Скорость воды в трубах экономайзера рекомендуется принимать в пределах 1,8 - 2,5 м/с. Для обеспечения такой скорости экономайзер должен состоять из небольшого количества сложенных, длинных змеевиков, имеющих повороты не только в вертикальной, но и в горизонтальной плоскости. Рекомендуемые скорости движения газов при вентиляторном дутье 10 - 15 м/с.

#### 2.6.3.1. Конструктивный расчет

Выбирают тип экономайзера, строение его пучка, геометрические параметры  $d_{\text{Н}}$ ,  $S_1$ ,  $S_2$ . Ширина  $b_{\text{ЭК}}$  газохода экономайзера берется из компоновочного чертежа, рис.1. Длина газохода экономайзера обычно равна длине топки  $L_{\text{T}}$ .

Определяют число труб в одном ряду  $Z_1 = b_{\text{ЭК}}/S_1$ .

Поверхность нагрева одного ряда  $H_{\text{Р}} = \pi d_{\text{Н}} L_{\text{T}} Z_1$ .

Задают скоростью воды в экономайзере  $W_{\text{ЭК}}$  и определяют число заходов змеевика

$$M_{\text{ЭК}} = \frac{W_{\text{ЭК}} 1,57 d_{\text{ВН}}^2 Z_1}{D(\vartheta_{\text{ВН}} + \vartheta_{\text{ЭК}})}$$

Где  $\vartheta_{\text{ВН}}$ ,  $\vartheta_{\text{ЭК}}$  - удельный объем питательной воды и на выходе из экономайзера определяется по таблицам [3, табл.19]. Полученное число ходов округляют до целого. Живое сечение для прохода газов



$$F_T = \alpha_T (b_{ЭК} - Z_1 d_H).$$

Мощность экономайзера

$$Q_{ЭК} = D (i_{ЭК} - i_{ПВ})$$

Энтальпия газов на выходе из экономайзера

$$I_3 = I_2 Q_{ЭК} / (\varphi B).$$

Далее по формулам (50) - (51) определяется коэффициент теплоотдачи конвекцией  $\alpha_K$ . Температура наружной поверхности загрязняющего слоя

$$T_3 = [0,35(t_{ПВ} + t_{ЭК}) + 60] + 273.$$

По формулам (29), (52) определяют коэффициент теплоотдачи излучением  $\alpha_L$ . Коэффициент смывания труб экономайзера  $\omega = 1$ . Для экономайзерных поверхностей нагрева коэффициент теплоотдачи от стенки к воде на один-два порядка выше коэффициента теплоотдачи от газа к стенке, поэтому величиной  $1/\alpha_2$  можно пренебречь.

Коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{1}{(1/(\omega\alpha_K + \alpha_L)) + \varepsilon}$$

Температурный напор (прямоток)

$$\Delta t = \frac{(\vartheta_2 - t_{ПВ})(\vartheta_3 - t_{ЭК})}{\ln[(\vartheta_2 - t_{ПВ})/(\vartheta_3 - t_{ЭК})]}$$

Также как и для пароперегревателя необходимо температурный напор определять с учетом схемы включений секций теплообмена.

Далее определяют расчетную поверхность нагрева  $H_{ЭК}$  и число рядов труб в пучке  $Z_2$ .

### 2.6.3.2. Поверочный расчет

Поверочный расчет экономайзера проводят по методике изложенной выше при расчете пароперегревателя или притопочного пучка. Уточняют мощность экономайзера  $Q_{ЭК}^*$  и температуру  $\vartheta_3^*$ .

Коэффициент теплопередачи можно принять из конструктивного расчета без пересчета.

Примечание: конструктивный расчет экономайзера можно упростить с точностью до 4 %, если пренебречь лучистым теплообменом и не рассчитывать  $\alpha_L$ .

### 2.6.4. Расчет воздухоподогревателя

Воздухоподогреватель устанавливают в главных и вспомогательных котлах большой производительности, а также при необходимости снижения температуры уходящих газов в случае их использования в качестве инертной среды для заполнения цистерн судна.

В настоящее время широкое распространение находят трубчатые вертикальные воздухоподогреватели. Для получения более высоких скоростей воздуха применяют двух- или трехходовые воздухоподогреватели.

Шаговые отношения в воздухоподогревателе принимают  $S_1 = S_2 = (1,5 - 2,0)d_H$ . Для воздухоподогревателей применяют трубы диаметром 38,32мм, с толщиной стенки 1,5 - 2мм.

Ширина воздухоподогревателя  $b_{ВП} = b_{ЭК}$ , а длина  $l_{ВП} = l_T$ . Скорость движения газов внутри труб  $W_r = 6 - 15$  м/с, а скорость движения воздуха  $W_B = 10 - 15$  м/с. Задаваясь диаметром труб  $d_H$  и шаговыми соотношениями  $S_1$  и  $S_2$  однозначно определяется:

количество труб по ширине  $Z_1 = b_{ВП} / S_1 - 0,5$

и количество рядов труб по длине  $Z_2 = l_T / S_2$ .

Поэтому расчет воздухоподогревателя целесообразно проводить конструкторско-проверочный, целью которого является определение высоты воздухоподогревателя  $h_{ВП}$ .

Живое сечение для прохода газов  $F_r = 0,785 d_H^2 Z_1 Z_2$ .

Мощность воздухоподогревателя  $Q_{ВП} = \varphi B (I_{ГВ} - I_{ХВ})$ .

Энтальпия уходящих газов  $I_{УХ} = I_3 Q_{ВП} / (\varphi B)$ .

По формулам (49) определяются коэффициенты теплопроводности  $\lambda_r$ , кинематической  $\nu_r$ , критерий Прандтля  $Pr_r$  для газов по средней температуре в воздухоподогревателе. Затем коэффициент теплоотдачи от газов к стенке

$\alpha_k = \alpha_1$  по формуле (65)

Скорость газа

$$W_{ГВ} = \frac{BV_r(\vartheta + 273)}{273F_r},$$

где  $\vartheta$  - средняя температура газов в пучке труб.

Для воздухоподогревателей лучистым теплообменом можно пренебречь, т.е.  $\alpha_L = 0$ . В то же время отсутствуют надежные данные по величинам коэффициента омывания  $\omega$  и степени загрязнения труб  $\varepsilon$ . Поэтому для определения коэффициента теплопередачи  $K$  пользуются коэффициентом использования поверхности,  $\xi$  который принимают равным 0,8. В воздухоподогревателях существенным становится коэффициент теплоотдачи от стенок к воздуху  $\alpha_2$ . Для его определения находят коэффициенты теплопроводности  $\lambda_B$ , кинематической вязкости  $\nu_B$ , критерий Прандтля  $Pr_{RE}$  для воздуха, [табл.6.2], либо по аппроксимационным зависимостям

$$\nu_B = (13,18 + 0,0924t_B + 0,8 \cdot 10^{-4} t_B^2) 10^{-6} \text{ М}^2/\text{С};$$

$$\lambda_B = (2,433 + 0,00781t_B - 0,32 \cdot 10^{-5} t_B^2) 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{С})$$

при температуре воздуха  $t_B < 100^\circ \text{С}$   $Pr_r = 0,7 - 0,1 \cdot 10^{-3} t_B$ ;

при  $t_B > 100^\circ \text{С}$  -  $Pr_r = 0,69$ .

Коэффициент теплопередачи

$$K = \xi \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}.$$

В воздухоподогревателях используется перекрестный ток, поэтому температурный напор, определяемый для противотока должен быть уточнен.

Температурный напор для противотока определяется из выражения

$$\Delta t_{ПРОТ} = \frac{\Delta t_B - \Delta t_M}{\ln(\Delta t_B / \Delta t_M)}$$

где  $\Delta t_B = \vartheta_{yx} - t_{XB}$ ;  $\Delta t_M = \vartheta_B - t_{RB}$ .

Коэффициент уточнения  $\psi$  (перехода) определяется из рис.8,

$$\text{где } P = \frac{\tau_M}{\vartheta_3 - t_{XB}}, \quad R = \frac{\tau_B}{\tau_M}$$

$$\tau_B = \vartheta_{ГВ} - \vartheta_{XB}; \quad \tau_M = \vartheta_3 - \vartheta_{yx}.$$

Температурный напор

$$\Delta t = \psi \Delta t_{\text{ПРОТ}}$$

Задается число ходов воздуха  $m_B$ . Затем необходимо определить высоту воздухоподогревателя  $h_{ВП}$ , путем совместного решения уравнения баланса ( $Q_{ВП6} = Q_{ВП} = \text{const}$ ) и уравнения теплообмена ( $Q_{ВПТ} = f(h_{ВП})$ )

Для этого задают три значения высоты  $h_{ВП}$  через 0,5 или 1 м.

Далее определяют поверхность нагрева

$$H_{ВП} = h_{ВП} \pi d_H Z_1 Z_2.$$

Живое сечение для прохода воздуха

$$F_B = (b_{ВП} - Z_1 d_H) h_{ВП} / m_B$$

Скорость воздуха

$$W_{ВП} = \frac{B \cdot \alpha \cdot V_0 \cdot (t_B + 273)}{273 \cdot F_B}$$

где  $t_B = 0,5 (t_{ГВ} + t_{XB})$ ;  $m_B$  - число ходов воздуха.

По формулам (50) - (51) определяется коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху  $\alpha_2$  и коэффициент теплопередачи.

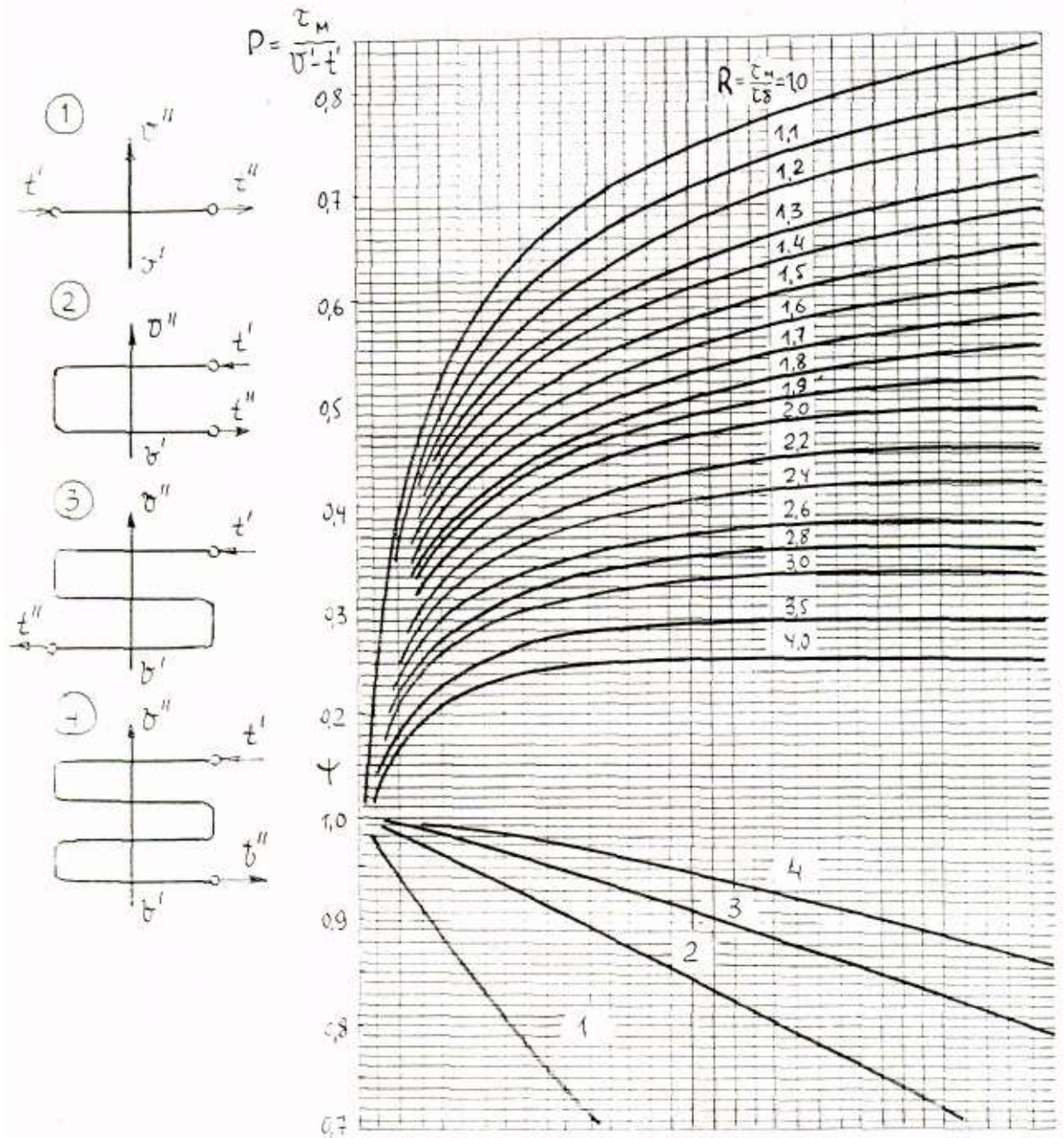


Рис. 8. Поправочный коэффициент для определения температурного напора: 1 – однократный перекрест; 2 – двукратный перекрест; 3 – трехкратный перекрест; 4 – четырехкратный перекрест

$$K = \frac{1}{1/\alpha_1 + 1/\alpha_2}$$

Мощность воздухоподогревателя  $Q_{ВПГ} = K \cdot \Delta t \cdot N_{ВП} \cdot 10^{-3}$ .

### 2.6.5. Определение невязки теплового баланса

В результате конструкторско-проверочного расчета были определены геометрические параметры парового котла и уточнены его параметры. Поэтому в заключение теплового расчета необходимо составить вновь тепловой баланс.

Потери с уходящими газами

$$Q_2^* = I_{УХ}^* - I_{ХВ}; \quad q_2^* = Q_2 / Q_P^P$$

КПД котла

$$\eta_K^* = 1 - q_2^* - q_3 - q_5$$

Расход топлива

$$B^* = D (i_{ПП}^* - i_{ПВ}) / (Q_P^P \eta_K^*).$$

Невязка теплового баланса  $\Delta Q = Q_P^P \eta_K^* - (Q_L + Q_{П}^* + Q_{ПП}^* + O_{ЭК}^*) / B^* \leq 0,005 Q_P^P$

### ЛИТЕРАТУРА

1. Енин В.И. Судовые паровые котлы. - М.: Транспорт. 1984.- 248 с.
  2. Хряпченков А.С. Судовые вспомогательные и утилизационные котлы.- Л.: Судостроение, 1988,- 296 с.
  3. Перлов Г.В. Судовые паровые котлы.- Л.: Государственное союзное издательство судостроительной промышленности. 1961. - 314 с.
-

При расчете невязки теплового баланса  $i_{\text{нп}}^* \rightarrow i_{\text{нп}}$  (не рассчитываем пароперегреватель),  $i_{\text{нп}}$  – энтальпия насыщенного пара  $Q_{\text{пп}}^*=0$  и  $Q_{\text{эк}}^*=0$ ,  $Q_{\text{п}}^*$ - снимаем с рис 7

## Приложение Табл.1

## Содержание рабочей массы (%)

Марка топлива	C <sup>p</sup>	H <sup>p</sup>	S <sup>p</sup>	O <sup>p</sup>	N <sup>p</sup>	A <sup>p</sup>	W <sup>p</sup>	температура t <sub>гд</sub>
Дизельное	86,59	12,4	0,5	0,3	0,2	0,01		
Дизельное тяжелое	84,2	12,76	1,5	0,3	0,2	0,04	1	60-70
Дизельный мазут	85,35	11,1	2	0,4	0,3	0,15	0,7	95
Экспортный мазут	85,9	12,2	1,5	0,3	0,2	0,2	0,7	90-100
Мазут Флотский								
Ф-5	84	12,62	0,8	0,28	0,1	0,2	2	65
Ф-12	83,8	12,28	1,2	0,3	0,18	0,22	1,75	80
Мазут топочный								
М40	85,5	11	0,6	0,4	0,3	0,2	2	90
сернистый	82,7	11	2,3	0,33	0,18	0,18	3,3	90
М100	82	10,53	2,8	0,3	0,22	0,24	3,9	110
М200	82	10,36	2,6	0,3	0,22	0,22	4,3	110

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ

Тихоокеанский государственный университет

Кафедра «Двигатели внутреннего сгорания»

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ СУДОВОГО  
ПАРОВОГО КОТЛА**

Хабаровск 2007 г.