

## **Введение**

Предлагаемая разработка относится к области промышленной теплоэнергетики и направлена на совершенствование конструкций котлов, котельных установок, двухконтурных теплообменников, обеспечивающих повышение эффективности теплообмена, уменьшение металлоемкости и габаритов оборудования для отопления, горячего водоснабжения, выработки пара, утилизации тепловой энергии в промышленных установках.

Работа посвящена решению одной из актуальнейших проблем – повышению эффективности теплообмена, уменьшению металлоемкости и габаритов конструкций теплоэнергетического оборудования.

Для выработки теплоты на нужды отопления, горячего водоснабжения применяют следующие котлы [1]:

а) чугунные секционные, стальные водогрейные и паровые котлы и котлоагрегаты для нагревания воды до температуры  $115^{\circ}\text{C}$  и выработки пара под давлением до 0,07 МПа мощностью до 2000 кВт;

б) стальные паровые котлы для выработки пара под давлением до 1,3 МПа с паропроизводительностью до 50 т/ч (котел ГМ-50-14);

в) стальные водогрейные котлы для нагревания воды до  $150\text{-}200^{\circ}\text{C}$  с тепловой мощностью до 116000 кВт (котел КВ-ГМ-100).

Элементы теплообмена в таких котлах по горячим газам имеют щелевые каналы шириной 8-12 мм, а для трубчатых котлов с поперечным омыванием коридорного или шахматного пучка труб характерный, определяющий размер – расстояние между трубами в узком сечении в зависимости от тепловой мощности котлов составляет 5-12 мм, что снижает коэффициент теплопередачи котлов.

Коэффициент теплопередачи для котлов при ламинарном движении горячих газов и воды в каналах теплообменника определяется коэффициентом теплоотдачи горячей газ – стенка  $\alpha_2$ , т.к. коэффициент теплоотдачи вода –

стенка  $\alpha_b$  на два порядка больше, удельная мощность  $P_{уд}$  для различных конструкций котлов составляет 10-25 кВт/м<sup>2</sup>, а удельная масса 3-5 кг/кВт.

### **Обоснование выбора конструкции газового котла**

Рассмотрим трубчатый котел с шахматным пучком горизонтальных труб с наружным диаметром труб  $d_0$ . Размещение труб в решетках производится по вершинам равносторонних треугольников. Для стандартных труб диаметром 16, 20, 25, 38 и 57 мм шаг при развальцовке  $S = (1,3 \dots 1,6) d_0$ , а при сварке  $S = 1,25d_0$  [2]. Принимаем шаг труб по вертикали  $S_1=1,25d_0$ , а по горизонтали  $S_2=1,08d_0$ . Характерным определяющим размером в такой схеме трубчатой решетки является расстояние между трубами в узком сечении пучка труб  $d_{э}=S_1-d_0=0,25d_0$ , определяющим максимальную скорость движения теплоносителя  $V_{zmax}$ .

При минимальном диаметре труб  $d_0=16$  мм, используемых в теплообменных аппаратах малой мощности, характерный размер  $d_э=4$  мм. Среднее значение по длине газового канала котла числа Нуссельта при ламинарном течении газа со скоростью  $V_{zmax}$  определяется формулой [2]

$$Nu_2 = 1,8 Re_2^{0,33} Pr_2^{0,33} (Pr_2 / Pr_c)^{0,25}, \quad (1)$$

где  $Re_2 = \frac{V_{zmax} d_э}{\nu_2}$  - число Рейнольдса, характеризующее соотношение сил

инерции и сил вязкости в потоке жидкости или газа;  $Pr_2$  - число Прандтля, физический параметр, характеризующий соотношение молекулярных свойств переноса количества движения и теплоты теплоносителя;  $Pr_c$  - число Прандтля теплоносителя при температуре стенки элемента теплообмена;  $\nu_2$  - коэффициент кинематической вязкости теплоносителя.

Уравнение (1) справедливо при числах Рейнольдса  $10 < Re_2 < 150$  и  $S_1/d_0 < 1,25, S_2/d_0 < 1,25$ .

Коэффициент теплоотдачи секции теплообменника горячий газ – стенка равен [2]

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \lambda_2}{d_{\text{э}2}} = 1,8 \left( \frac{V_{2\text{max}}}{v_2} \right)^{0,33} \frac{\lambda_2}{d_{\text{э}2}^{0,67}} Pr_2^{0,33} \left( \frac{Pr_2}{Pr_c} \right)^{0,25}, \quad (2)$$

где  $\lambda_2$  – коэффициент теплопроводности горячих газов.

Пренебрегая влиянием термического сопротивления стенок теплообменника котла и коэффициента теплоотдачи вода – стенка на коэффициент теплопередачи  $K_k$ , которые являются величинами третьего порядка малости, получим

$$K_k = 1,8 \left( \frac{V_{2\text{max}}}{v_2} \right)^{0,33} \frac{\lambda_2}{d_{\text{э}2}^{0,67}} Pr_2^{0,33} \left( \frac{Pr_2}{Pr_c} \right)^{0,25}. \quad (3)$$

Из формулы (3) видно, что коэффициент теплопередачи котлов  $K_k$  мало зависит от скорости движения горячих газов (показатель степени 0,33) и при изменении скорости течения газов  $V_{2\text{max}}$  в различных типах котлов одинаковой мощности в пределах 30% коэффициент  $K_k$  изменится только на 10%.

Удельная мощность поверхности теплообмена котла  $P_{\text{уд}}$  при средних значениях температур горячих газов  $t_{2,\text{ср}}$  и воды  $t_{\text{в},\text{ср}}$  равна

$$P_{\text{уд}} = K_k \cdot (t_{2,\text{ср}} - t_{\text{в},\text{ср}}) \quad (4)$$

Определим влияние характерного, определяющего размеры элемента теплообмена котла  $d_{\text{э}2}$  на удельную мощность поверхности теплообмена котла  $P_{\text{уд}}$  при одном и том же расходе газа, одинаковых значениях температур  $t_{2,\text{ср}}$  и  $t_{\text{в},\text{ср}}$  и средних значениях скоростей горячих газов, принимая максимальную температуру газа  $t_{2,\text{max}} = 900^\circ\text{C}$ , минимальную  $t_{2,\text{min}} = 100^\circ\text{C}$ , среднюю температуру стенки элемента теплообмена  $t_{\text{ст}} = 70^\circ\text{C} = t_{\text{в},\text{ср}}$ . В этом случае среднее (расчетное) значение температуры горячего газа  $t_{2,\text{ср}} = 500^\circ\text{C}$ .

Для дымовых газов при температуре  $100^\circ\text{C}$  значения параметров  $\lambda_{21} = 0,0313 \text{ Вт/м}^\circ\text{C}$ ,  $v_{21} = 21,54 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ,  $Pr_{21} = 0,69$ , а при температуре  $900^\circ\text{C}$  значения параметров  $\lambda_{22} = 0,10 \text{ Вт/м}^\circ\text{C}$ ,  $v_{22} = 152,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ,  $Pr_{22} = 0,59$ ,  $Pr_c = 0,7$ , при средней температуре газа  $t_{2,\text{ср}} = 500^\circ\text{C}$  расчетные (средние) значения параметров  $\lambda_{2,\text{ср}} = 0,0656 \text{ Вт/м}^\circ\text{C}$ ,  $v_{2,\text{ср}} = 76,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ,  $Pr_{2,\text{ср}} = 0,63$  [3].

Определим значения сомножителей в формуле (3):  $Pr_z^{0,33}=0,86$ ,

$$(Pr_z/Pr_c)^{0,25}=0,97 \text{ и введем обозначение } a = \left( \frac{V_z^{max}}{v_z} \right)^{0,33} \lambda_z \quad (5)$$

Тогда удельная мощность поверхности теплообмена котла будет определяться по формуле:

$$P_{уд} = 1,51 a (t_{z,ср} - t_{в,ср}) d_{э}^{-0,67} \quad (6)$$

Из уравнения (6) видно, что удельная мощность поверхности теплообмена газового котла определяется степенной функцией от характерного размера  $d_{э}$  с показателем степени  $-0,67$ , линейной по температурному напору котла  $(t_{z,ср} - t_{в,ср})$  и в значительной степени зависит от температуры пламени газовой горелки, которую нужно увеличивать за счет конструктивных решений газовой горелки.

Для рассматриваемого трубчатого котла малой мощности при средней скорости горячих газов  $V_z = 2$  м/с и приведенных выше значений параметров удельная мощность поверхности теплообмена котла равна  $49$  кВт/м<sup>2</sup>, в то время как для пластинчатых котлов со щелевыми каналами для горячих газов этот показатель составляет  $(10-16)$  кВт/м<sup>2</sup>.

Толщина стенок теплообменников в известных трубчатых и пластинчатых котлах составляет  $(1,6...3,0)$  мм [4]. Поэтому масса и габариты таких котлов значительны.

Основной задачей НИР является разработка конструкции теплообменников котлов с меньшими массой и габаритами, с повышенными технологичностью и эксплуатационными характеристиками.

Решение поставленной задачи достигается путем использования в секциях теплообменников котлов пространственной ортотропно-сотовой конструкции. Каждая из секций теплообменника котлов выполнена из двух одинаковых гофрированных по двум ортогональным направлениям тонкостенных оболочек с периодическими профилями волн гофров с одинаковыми по двум направлениям длинами волн гофров, выполненных по патенту РФ №2200807 «Гофрированная оболочка» [5], установленных зеркально по гоф-

рированными поверхностями и соединенных между собой в местах контактирования гофров точечной электросваркой, а с коллекторами и по наружному контуру оболочек – шовной электросваркой на специализированных машинах с образованием внутренней полости для нагреваемой воды, а каналы для горячих газов образуются между секциями теплообменника котла.

### **Расчет жесткостей на растяжение и изгиб гофрированной по двум ортогональным направлениям оболочки и секции теплообменника.**

Рассмотрим гофрированную по двум ортогональным направлениям тонкостенную оболочку толщиной  $h$  с плоской срединной поверхностью с размерами в плане  $a$  (оси  $OY$ ) и  $b$  (оси  $OX$ ) с глубиной волн гофров в продольном направлении  $H_y$  и в поперечном направлении –  $H_x$ .

При анализе оболочки принимаем следующие допущения:

1. Точки, расположенные на некоторой прямой, нормальной к срединной поверхности деформации оболочки, после деформации снова образуют прямую, нормальную к деформируемой поверхности.
2. Надавливание между слоями гофрированной оболочки отсутствует.
3. Напряженное состояние гофрированной оболочки считается плоским, т.е. напряжения сжатия в направлении оси  $OZ$  в связи с их малостью не учитываются.

4. Напряженно-деформированное состояние гофрированной оболочки по каждому ортогональному направлению  $OX$  и  $OY$  и определяется только геометрией волн гофров по соответствующим направлениям [6].

На рис.1 показан элемент конечных размеров, вырезанный из гофрированной оболочки, при растяжении которого в продольном (по оси  $OY$ ) и поперечном (по оси  $OX$ ) направлениях его жесткости окажутся существенно меньше соответствующих жесткостей плоской изотропной пластины той же толщины  $h$ , а при изгибе в тех же направлениях жесткости гофрированной оболочки будут существенно больше соответствующих жесткостей плоской изотропной пластины, что позволяет выбрать расчетную схему гофрирован-

ной по двум ортогональным направлениям оболочки в виде плоской анизотропной пластины с размерами  $a$  и  $b$ , толщиной  $h$ .

Введем обозначения:  $E_{xp}, E_{yp}$  и  $E_{xu}, E_{yu}$  - приведенные модули упругости, характеризующие жесткости материала анизотропной пластины на растяжение и на изгиб в поперечном и продольном направлениях, значения которых можно представить в следующем виде [5]:

$$E_{xp} = \frac{K_{1y}E}{K_{xp}}; \quad E_{yp} = \frac{K_{1x}E}{K_{yp}}; \quad E_{xu} = \frac{K_{yp}E}{K_{1x}}; \quad E_{yu} = \frac{K_{xp}E}{K_{1y}}, \quad (7)$$

где коэффициенты  $K_{ij} > 1$ .

Коэффициенты  $K_{1x}, K_{1y}$  определяются соотношением длин дуг одной волны гофров в поперечном  $S_{y1}$  и продольном  $S_{x1}$  направлениях к длинам волн гофров  $l_x$  и  $l_y$ , в каждом из направлений и находятся в пределах  $1,1 \dots 1,4$ , а коэффициенты  $K_{xp}$  и  $K_{yp}$ , равные отношению моментов инерции волн гофров гофрированной оболочки в поперечном и продольном направлениях и плоской изотропной пластины, быстро возрастают с увеличением глубин волн гофров  $H_x$  и  $H_y$  и могут быть значительно больше единицы [6]. На рис. 1 для наглядности картины показаны также линии пересечения  $S_3$  гофрированной оболочки со срединной плоскостью  $G$ .

Коэффициенты  $K_{xp}$  и  $K_{yp}$  слабо зависят от длин волн гофров в продольном  $l_x$  и поперечном  $l_y$  направлениях.

Для пологого синусоидального профиля волн гофров (при  $\frac{H_y}{l_x} < \frac{1}{8}$ ;

$\frac{H_x}{l_y} < \frac{1}{8}$ ) модули упругости материала анизотропной пластины на растяже-

ние  $E_{xp}, E_{yp}$  и на изгиб  $E_{xu}, E_{yu}$  по осям  $OX$  и  $OY$  равны [6].

$$K_{1x} = K_{1y} = 1$$

$$E_{xp} = \frac{E}{K_{xp}}; \quad E_{yp} = \frac{E}{K_{yp}}; \quad E_{xu} = K_{yp}E; \quad E_{yu} = K_{xp}E \quad (8)$$

$$K_{xp} = \frac{3}{2} \left( \frac{H_y}{h} \right)^2 + 1; \quad K_{yp} = \frac{3}{2} \left( \frac{H_x}{h} \right)^2 + 1; \quad (9)$$

Из приведенных соотношений видно, что снижение жесткости на растяжение гофрированной оболочки по одной из осей приводит к такому же увеличению жесткости оболочки на изгиб по другой ортогональной оси.

При больших значениях относительной глубины волн гофров  $\frac{H_x}{h}$  и  $\frac{H_y}{h}$  гофрированной оболочки приведенные значения модулей упругости материала анизотропной пластины могут отличаться от модуля материала заготовки  $E$  в сотни и тысячи раз.

Выбор параметров гофрированной по двум ортогональным направлениям оболочки из ленты толщиной  $h=0,4$  мм из нержавеющей стали типа Х18Н10Т (предел прочности  $\sigma_b=529$  МПа, относительное удлинение  $\delta=40\%$ , предел текучести  $\sigma_t=196$  МПа) должен производиться из условия обеспечения большой изгибной жесткости секции теплообменника ортотропно-сотовой конструкции по двум ортогональным направлениям – продольном и поперечном, наибольшей эффективности теплообменных процессов в котле и технологичности конструкции котла.

Исходя из предварительного анализа различных вариантов гофрированных по двум ортогональным направлениям оболочек из ленты толщиной  $h=0,4$  мм выбираем следующие параметры волн гофров оболочек секции: шаг периодического профиля волн гофров  $l_x=l_y=l_z=12$  мм, глубина волн гофров в продольном направлении (по оси ОУ)  $H_y=4,5$  мм  $\left( \frac{H_y}{h} = 11,2 \right)$ , в поперечном направлении (по оси ОХ)  $H_x=4$  мм  $\left( \frac{H_x}{h} = 10 \right)$ . При этом изгибная жесткость гофрированной оболочки в продольном направлении по сравнению с жесткостью изотропной пластины толщиной  $h$  возрастет в  $K_{xp}=191$  раз, что эквивалентно жесткости на изгиб изотропной пластины толщиной

$h_{эy} = a\sqrt[3]{K_{xp}}h = 5,7 \cdot 0,4 = 2,3$  мм, изгибная жесткость гофрированной оболочки в поперечном направлении возрастет в  $K_{yp}=151$  и

$$h_{эx} = \sqrt[3]{K_{yp}}h = 5,3h = 2,1 \text{ мм.}$$

Для определения коэффициентов увеличения изгибной жесткости секции теплообменника пространственной ортотропно-сотовой конструкции по осям ОХ и ОУ с параметрами глубины волн гофров  $H_x=10h$  и  $H_y=11,2h$  воспользуемся моделью двух параллельно расположенных на расстоянии  $Z_0 = H_x + H_y = 10h + 11,2h = 21,2h$  анизотропных пластин толщиной  $h_{эy}$  (по оси ОУ) и  $h_{эx}$  (по оси ОХ) и размерами  $a$  (по оси ОУ) и  $b$  (по оси ОХ).

Момент инерции двух анизотропных пластин относительно плоскости симметрии пластин равен [7]

$$J_{cy} = 2bh_{эy} \left( \frac{Z_0}{2} \right)^2 + K_{yp} \frac{bh^3}{12} = 1293bh^3. \quad (10)$$

Момент инерции двух пластин толщиной  $h$  и шириной  $b$  равен

$$J_{2n} = \frac{bh^3}{6}. \quad (11)$$

Коэффициент увеличения жесткости на изгиб по оси ОУ двух соединенных между собой гофрированных оболочек секции теплообменника по сравнению с жесткостью на изгиб двух пластин толщиной  $h$  с учетом уменьшения жесткости на растяжение анизотропной пластины по оси в  $K_{yp}$  раз будет равен

$$K_{Jy} = \frac{J_{cy}}{J_{2n}K_{yp}} = 40,2. \quad (12)$$

Коэффициент увеличения жесткости на изгиб по оси  $K_{Jx}=45$ .

## Тепловой расчет газового котла с секциями пространственной ортотропно-сотовой конструкции

В качестве расчетной модели такого котла можно взять модель трубчатого теплообменника с коридорным пучком труб, минимальное расстояние между которыми определяется по формуле

$$d_{\text{эз}} = \frac{F_{1\text{э}min}}{l_2} = 4\text{мм}, \quad (13)$$

где  $F_{1\text{э}min}=48\text{ мм}^2$  – минимальное проходное сечение для одного элементарного канала, а отношение максимальной скорости газов в узком сечении к минимальной скорости в широком сечении в том и другом случае составляет 4-5.

Максимальная скорость дымовых газов при средней температуре газов  $t_{\text{зср}}=500^\circ\text{C}$ , плотности газа при  $0^\circ\text{C}$   $\rho_{20}=1,295\text{ кг/м}^3$ ,  $\rho_{2500}=0,457\text{ кг/м}^3$ , минимальном проходном сечении каналов для газа  $F_{\text{змин}} = F_{1\text{э}min} \cdot n_2 = 4,8 \cdot 10^{-3}\text{ м}^2$  ( $n_2=100$  – число элементарных газовых каналов в теплообменнике), при часовом расходе газа  $G_2=1,52\text{ м}^3/\text{ч}$  и оптимальном соотношении горючей смеси газ-воздух 1/9 (что учитывается в формуле коэффициентом  $K_{\text{см}}=10$ )

$$V_{2\text{max}} = \frac{G_2}{3600} \cdot \frac{\rho_{20} \cdot K_{\text{см}}}{\rho_{2500} \cdot F_{\text{змин}}} = 2,5\text{ м/с}. \quad (14)$$

Число Рейнольдса для дымовых газов  $Re_2$  равно

$$Re_2 = \frac{V_{2\text{max}}}{\nu_{\text{зср}}} \cdot d_{\text{эз}} = 131, \quad (15)$$

где  $\nu_{\text{зср}}=76,3 \cdot 10^{-6}\text{ м}^2/\text{с}$  – кинематическая вязкость газа при средней температуре газа  $t_{\text{зср}}=500^\circ\text{C}$ .

Для коридорного пучка труб при числе Рейнольдса для газов  $10 < Re_2 < 150$  известна следующая формула для среднего значения числа Нуссельта [2]

$$Nu_2 = 1,2 Re_2^{0,33} \cdot Pr_2^{0,33} (Pr_2 / Pr_c)^{0,25} = 5,05. \quad (16)$$

Среднее значение коэффициента теплоотдачи горячей газ-стенка секции теплообменника ортотропно-сотовой конструкции при теплопроводности газа при средней температуре  $\lambda_{\text{зср}}=6,56 \cdot 10^{-2}\text{ Вт/м}^\circ\text{C}$  равно

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2}{d_{\text{э2}}} \cdot \lambda_{\text{зср}} = 82,8 \text{ Вт} / \text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{С} . \quad (17)$$

Пренебрегая влиянием термического сопротивления стенок теплообменника котла и коэффициента теплоотдачи вода-стенка на коэффициент теплопередачи котла  $K_k$ , которые являются величинами третьего порядка малости, получим  $K_k = \alpha_2 = 82,8 \text{ Вт} / \text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{С}$ .

Удельная мощность поверхности теплообмена котла  $P_{\text{уд}}$  при средних значениях температуры горючих газов  $t_{\text{зср}} = 500^\circ\text{С}$  и воды  $t_{\text{вср}} = 70^\circ\text{С}$  равна  $P_{\text{уд}} = K_k(t_{\text{зср}} - t_{\text{вср}}) = 35,6 \text{ кВт} / \text{м}^2$ .

Гофрированные оболочки секции теплообменника ортотропно-сотовой конструкции имеют более развитые поверхности теплообмена за счет наличия гофров по двум ортогональным направлениям. Поэтому в выражении для  $P_{\text{удкз}}$  нужно ввести поправочные коэффициенты  $K_{Iy} = 1,217$  и  $K_{Ix} = 1,25$

$$P_{\text{удкз}} = K_{Ix} K_{Iy} K_k (t_{\text{зср}} - t_{\text{вср}}) = 54 \text{ кВт} / \text{м}^2 . \quad (18)$$

Тепловой расчет газового котла ортотропно-сотовой конструкции показал, что по удельной мощности поверхности теплообмена он превосходит трубчатые котлы на 10%, пластинчатые, щелевые в 2,5-3,5 раза, по массе в 3-4 раза и по габаритам в 1,5-2,0 раза.

### **Обоснование выбора материалов для теплообменников котлов и двухконтурных скоростных теплообменников**

К конструкционным материалам, применяемым для теплообменников котлов (трубчатых, пластинчатых) и двухконтурных скоростных теплообменников, предъявляются следующие требования:

- высокая технологичность, способность к глубокой вытяжке;
- высокая коррозионная стойкость в воде и агрессивных средах;
- хорошая свариваемость контактной точечной и шовной электросваркой;
- высокая теплопроводность;
- высокие механические свойства;
- повышенная теплостойкость.

К таким материалам относятся алюминиевые сплавы типа АМц, АМг2, латуни Л68, ЛОМ70-1-0,06, мельхиор МНЖМц30-0,8-1, нержавеющие стали Х18Н10Т, 10Х17Н13М2Т и другие.

Для изготовления гофрированных оболочек секционных теплообменников ортотропно-сотовой конструкции в зависимости от их мощности в качестве заготовок для глубокой вытяжки гофров по двум ортогональным осям можно использовать листы и ленты из пластичных материалов с относительным удлинением  $\delta$  не менее 35-40% и коэффициентом вытяжки для однопереходных операций  $m_1=0,75$ .

В табл.1 приведены технологические свойства деформируемых коррозионно-стойких сплавов АМц и АМг2, латуней и сталей [8]

Таблица 1

Материал	Коэффициент вытяжки для однопереходной операции $m_1$	
	без утонения	с утонением стенок
Алюминиевые сплавы	-	0,75
Латуни	-	0,7
Сталь для глубокой вытяжки	-	0,75
Сталь: 12Х18Н9 мягкая полунагартованная	0,50...0,52	-
	0,52...0,55	-
Сталь 08Х18Н10Т мягкая	0,52...0,55	-

Для приведенных ранее параметров гофрированной по двум ортогональным направлениям оболочки для секций теплообменника из ленты толщиной  $h=0,4$  мм из сплава 12Х18Н9 расчетное значение коэффициента вытяжки для однопереходной операции  $m_1=0,74$  значительно больше допускаемого значения ( $m_{1don.}=0,52$ ).

Коррозионно-стойкие алюминиевые деформируемые сплавы на основе систем *Al-Mn* и *Al-Mg* типа АМц и АМг2 не упрочняются термической обработкой, отличаются высокой пластичностью, хорошей свариваемостью и высокой коррозионной стойкостью. Сплавы используются в отожженном, полунагартованном и нагартованном состояниях, применяются для изделий, получаемых глубокой вытяжкой, сваркой.

Промышленностью выпускается лента из алюминиевых сплавов АМц и АМг2 толщиной от 0,25 мм и более, шириной до 600 мм по ГОСТ 13726-68 и листы в отожженном, полунагартованном и нагартованном состоянии толщиной от 0,5 мм и более, шириной 1000...2000 мм и длиной 2000...7000 мм (ГОСТ 21631-76) [9]. Теплопроводность сплава АМц  $\lambda=186$  Вт/м<sup>0</sup>С, сплава АМг2 -  $\lambda=159$  Вт/м<sup>0</sup>С, модуль упругости  $E=71$  ГПа. Механические свойства алюминиевых сплавов приведены в табл.2.

Таблица 2

Сплав	Плужабрикатная толщина	$t_{исп}$	$\sigma_B$	$\sigma_{B/10000}$	$\sigma_{0,2}$	$\delta$	$\sigma_{0,2/1000}$
		°С	МПа			%	МПа
АМц	Лист отожженный 3 мм	20	100	-	-	30	-
		100	95	-	-	35	-
		200	70	-	-	41	-
		300	45	-	-	45	-
АМг2	Лист: отожженный 1,5...3,0 мм	20	190	-	100	25	-
		100	180	100	90	25	75
		150	-	50	-	-	35
		200	130	-	60	45	-
		300	70	-	-	45	-
	нагартованный	20	290	-	250	4	-
		100	270	-	230	6	-
		200	210	-	150	15	-
	300	80	-	-	65	-	

В табл. 3 приведены механические свойства меди при 20<sup>0</sup>С.

Таблица 3

Параметр	$\sigma_B$	$\sigma_{пр}$	$\sigma_T$	$\delta$	$\Psi$	$E$	$\lambda$	Скорость окисления на воздухе при 700 <sup>0</sup> С кг/м <sup>2</sup> с
	МПа			%		ГПа	Вт/м <sup>0</sup> С	
Медь мягкая	200... 280	22... 30	60... 70	18...50	<75	117	110	10 <sup>-6</sup>
Медь твердая	250... 500	140... 200	230... 380	0,5...5	<55	127		

Несмотря на высокую технологичность мягкой меди ( $\delta=18...50\%$ ), она имеет низкие механические свойства ( $\sigma_T=60...70$  МПа), предел пропорциональности ( $\sigma_{пр}=22...30$  МПа) и высокую скорость окисления на воздухе при  $700^\circ\text{C} - 10^{-6}$  кг/м<sup>2</sup>с и для изготовления теплообменников котлов практически не используется.

Для изготовления двухконтурных скоростных теплообменников широко используются сплавы меди с цинком (латуни) Л68, ЛОМц70-1-0,06, медно-никелевые сплавы типа мельхиор МНЖМц30-0,8-1, которые имеют высокую прочность и коррозионную стойкость в различных средах, хорошо обрабатываются давлением особенно в мягком состоянии.

Физико-механические свойства медных сплавов приведены в табл.4 [10].

Таблица 4

Медный сплав	$\rho$	$\sigma_B$	$\sigma_{уп}$	$\sigma_T$	$\delta$	$E$	$\lambda$	Скорость коррозии в пресной воде
	кг/м <sup>3</sup>	МПа			%	ГПа	Вт/м <sup>0</sup> С	мм/год
Латунь Л68 мягкая	8200	294	39	98	40... 60	99	113	-
Латунь ЛОМц70-1-0,06 мягкая	8600	330	-	160	50... 60	102	117	-
Мельхиор МНЖМц30-1-1 мягкий	8900	390	-	-	25... 40	142	37	0,03

Холоднотянутые листы латунные толщиной 0,4...0,5 мм изготавливают по ГОСТ 931-78 с размерами от 600x1500 до 1000x2000 мм, ленту латунную толщиной 0,25...1,0 мм шириной до 600 мм.

Механические свойства полуфабрикатов из тонколистовых жаростойких сталей, рекомендуемые температуры (до 10000 ч), средняя скорость коррозии и глубина коррозии (за 10000 ч) [9] приведены в табл.5.

Таблица 5

Марка стали	$t$	$\sigma_B$	$\sigma_T$	$\delta$	$\Psi$	КСУ	$\sigma_{10000}$	Средняя скорость коррозии	Глубина коррозии (100004)
	$^{\circ}\text{C}$	МПа		%		МДж/м <sup>2</sup>	МПа	мм/год	мм
12X18H10T	20	560	230	46	66	2,2	-	-	-
	700	270	120	20	40	2,6	>54	-	-
12X18H9	20	539	-	35	-	-	-	-	-
	700	-	-	-	-	-	-	0,06	-
08X18H10	20	510	-	45	-	-	-	-	-
08X18H10T	20	510	-	40	-	-	-	-	-
12X18H12T	700	-	-	-	-	-	-	0,0023	0,003

Для изготовления гофрированных по двум ортогональным направлениям оболочек теплообменника ортотропно-сотовой конструкции для котлов толщиной  $h=0,4$  мм рекомендуется применять жаростойкие стали типа 12X18H10T или 12X18H12T с максимальной коррозионной стойкостью при температурах до  $700^{\circ}\text{C}$ .

## Литература

1. Журавлев Б.А. Справочник мастера-сантехника. -М.: Стройиздат, 1987.-С.131-149.
2. Тепло- и массообмен. Теплотехнический эксперимент: Справочник/ Е.В. Аметисов и др. Под общ. ред. В.А. Григорьева и В.М. Зорина.–М.: Энергоиздат, 1982. -С.156-176.
3. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. –М.: Энергия, 1973.–С.300-301.
4. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника. Справочник /под общ. Ред. В.А. Григорьева и В.М. Зорина. –М.: Энергоиздат, 1983. –С.108-120.
5. Увакин В.Ф. Патент РФ № 2200807 на изобретение Гофрированная оболочка. Бюл. №8, 2003.
6. Увакин В.Ф., Олькова В.Б. Об одной конструкции гофрированной мембраны. // Приборы и системы. Управление, контроль, диагностика. №4, 2003, с 45...46
7. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. М.: Наука, 1974, -С.112-119.
8. Справочник конструктора штампов: Листовая штамповка /Под общ. Ред. Л.И.Рудмана. –М.: Машиностроение, 1986. С. 241,247.
9. Краткий справочник металлиста. /Под общ. Ред. П.Н.Орлова, Е.А. Скороходова. –М.: Машиностроение, 1987. –960с.
10. Конструкционные материалы: Справочник. /В.Н. Арзамасов, В.А. Брострем и др. –М.: Машиностроение, 1990. –688с.