

Расчет элемента теплообменника котла отопительного ортотропно-сотовой конструкции мощностью $P_n = 30$ кВт

Расход природного газа $G_{zmax} = 3,6$ м³/ч. Минимальное поперечное сечение одной ячейки гофрированной по двум координатным осям панели с шагом волн гофр $l_z = 15$ мм с глубиной волн гофр в продольном направлении $H_{np} = 3,5$ мм и в поперечном направлении $H_n = 2,5$ мм с профилями волн гофр близких к синусоидальным [1]. Панель изготовлена штамповкой из ленты коррозионностойкой стали типа 08X18H10 по ГОСТ 5582-75 толщиной 0,4 мм, шириной $B = 400$ мм, которая после умягчающей термообработки имеет относительное удлинение $\delta = 45\%$, предел прочности $\sigma_s = 520$ МПа [2].

Размеры панели в плане: ширина $B = 330$ мм, длина $L = 500$ мм, высота панели по гофрам $H_z = 6,1$ мм, по патрубкам $H_n = 7,5$ мм, масса панели 0,52 кг. Размер одной секции элемента теплообмена, сваренной из двух панелей в местах касания смежных пуклевок точечной контактной сваркой, а по отбортовкам шовной контактной сваркой. Шесть секций элемента теплообмена котла в местах образования каналов для воды соединены между собой патрубками для входящей и выходящей воды рельефной контактной сваркой на конденсаторной машине типа МРК-16003, для которой максимальная суммарная толщина свариваемых деталей составляет 0,5+0,5 мм, а периметр рельефа свариваемых деталей составляет 100–150 мм, максимальный темп работы – 900 сварок в час [3].

Для каждой элементарной ячейки для горячих газов в элементе теплообмена ортотропно-сотовой конструкции с размерами в плане 15x15 мм минимальное проходное сечение $S_{l_z min} = 68$ мм², максимальное $S_{l_z max} = 120$ мм², минимальный эквивалентный диаметр элементарного канала для горячих газов равен [4]:

$$d_{эк1z} = \frac{4S_{l_z min}}{U_{l_z}} = 7,8 \text{ мм}, \quad (1)$$

где $U_{l_z} = 35$ мм – полный периметр элементарного проходного сечения канала.

Суммарное минимальное значение сечения каналов для дымовых газов при числе элементарных каналов по ширине панели $n_{эл} = 20$ и число рядов каналов по толщине элемента теплообмена $n_p = 6$ равно

$$S_{z\Sigma} = S_{l_z min} \cdot n_{эл} \cdot n_p = 6160 \text{ мм}^2. \quad (2)$$

Максимальное значение скорости горячих газов V_{zmax} в элементарных каналах элемента теплообмена ортотропно-сотовой конструкции при $K_{возд} = 9$ (для нормального горения газа) равно

$$V_{zmax} = \frac{G_{zmax} \cdot K_{возд}}{S_{z\Sigma} \cdot 3600} = 1,1 \text{ м/с}. \quad (3)$$

Средний температурный напор горячих газов в котле при прямотоке Δt_{cp} при условии, что $\Delta t_{max} = 970^\circ\text{C}$, $\Delta t_{min} = 60^\circ\text{C}$ и $\frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}} > 2$ определяется по формуле [5]

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{2,3 \lg \frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}} = 330^\circ\text{C}. \quad (4)$$

Средняя температура горячих газов в котле при $t_{окр} = 20^\circ\text{C}$ составит $t_{зср} = 350^\circ\text{C}$. Теплопроводность $\lambda_{з350}$ и кинематическая вязкость $\nu_{з350}$ при этой температуре равны ([4], С.300)

$$\lambda_{з350} = 5,27 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/м}^\circ\text{C}; \quad \nu_{з350} = 5,3 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}.$$

$$\text{Число Рейнольдса } Re_{зос} = \frac{v_{зmax} \cdot d_{эк12}}{\nu_{з350}} = 162.$$

При числе $Re < 10^3$ для координатного пучка труб, омываемого горячими газами число Нуссельта определяется по формуле ([4], С.100)

$$Nu_{з.о.с} = 0,49 Re_{з.о.с}^{0,5} = 6,2.$$

Поверхность теплообмена котла с горячими газами $S_{зк}$ в первом приближении равна $S_{зк} = 2BLn_p = 2 \text{ м}^2$.

Коэффициент теплоотдачи $\alpha_{з-ст}$ газ – стенка определяется по формуле ([4], С.102)

$$\alpha_{з-ст} = Nu_{з.о.с} \frac{\lambda_{з350}}{d_{эк12}} = 41,9 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}.$$

Тепловая мощность котла P_k равна

$$P_{к.о.с} = \alpha_{г-ст} \cdot S_{зк} \cdot \Delta t_{зср} = 27,7 \text{ кВт}.$$

Объем воды в элементе теплообмена $V_{вод}$ при расстоянии между срединными поверхностями панелей одной секции теплообменника $H_{ср} = 7 \text{ мм}$ и числе секций $n_p = 6$ равен ($B=330 \text{ мм}$, $L=500 \text{ мм}$)

$$V_{вод.о.с} = H_{ср}(B-30)(L-30)n_c = 6 \text{ дм}^3 = 6 \text{ л}.$$

Теплоемкость воды при 20°C $C_{20} = 4,183 \text{ кДж/кг } ^\circ\text{C}$, при 90°C $C_{90} = 4,205 \text{ кДж/кг } ^\circ\text{C}$, средняя теплоемкость $C_{ср} = 4,196 \text{ кДж/кг } ^\circ\text{C}$. Для нагрева 6 дм^3 воды с 20°C до 90°C ($\Delta t = 70^\circ\text{C}$) при средней плотности воды требуется тепловая энергия Q_6 равная

$$Q_6 = V_{вод} \cdot \rho_{срв} \cdot C_{срв} \cdot \Delta t = 1730 \text{ кДж}.$$

Время нагрева воды в котле ортотропно-сотовой конструкции при мощности котла $P_k = 27,7 \text{ кВт}$ равно

$$t_{нв} = \frac{Q_6}{P_k} = 62 \text{ с}.$$

Скорость воды в патрубках котла с условным проходом 1'' (25 мм) с проходным сечением $S_n = 5 \text{ см}^2$ при расходе воды $G_6 = 0,1 \text{ дм}^3/\text{с}$ при номинальной мощности $P_k = 27,7 \text{ кВт}$ составит

$$V_6 = \frac{Q_6}{S_n} = 0,2 \text{ м/с}.$$

Масса элемента теплообмена котла ортотропно-сотовой конструкции, содержащего 6 секций по две стальных панели в каждой с удельным весом стали $\gamma_{ст} = 7,8 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ с размерами $B=0,33 \text{ м}$, $L=0,5 \text{ м}$ и толщиной панели $h=4 \cdot 10^{-4} \text{ м}$ равна

$$m_{о.с.} = 12 \gamma_{ст} B L h = 6,2 \text{ кг}.$$

**Расчет падения напора по горячим газам
в котле ортотропно-сотовой конструкции мощностью = 30 кВт
при максимальной скорости газов $V_{z\max} = 1,1$ м/с.**

Расчет проведем для одного элемента газового канала с шагом $l_z = 15$ мм при числе последовательно соединенных конфузорно-диффузорных пар $n_k = 32$ с минимальным эквивалентным диаметром $d_{э.з. \min} = 7,8$ мм и углом конусности конфузоров и диффузоров $\alpha = 30^\circ$ с плавными сопряжениями чередующихся участков.

В случае резкого уменьшения диаметра трубы (внезапного сужения) коэффициент местного сопротивления $\xi_{o.c.}$ определяется соотношением [6]

$$\xi_{o.c.} = \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon},$$

где ε – коэффициент сжатия потока, является функцией $n_z = \frac{S_{z\min}}{S_{z\max}} = 0,57$

и определяется выражением $\varepsilon = 0,57 + \frac{0,043}{1,1 - n_z} = 0,68$.

Для плавного сужения в конфузоре коэффициент местного сопротивления принимается равным $\xi_{o.c.} = 0,01-0,1$ [6] в зависимости от степени сужения, его плавности и числа Рейнольдса.

Потерю напора в диффузоре можно условно рассматривать как сумму потерь на трение и на расширение:

$$h_{диф} = h_{т.р.} + h_{расш.}$$

Потери напора на постепенное расширение могут быть найдены по формуле Борда, но с введением в нее поправочного коэффициента $\kappa_{n.p.}$, так называемого коэффициента смягчения, зависящего от угла конусности и при $\alpha = 30^\circ$ $\kappa_{n.p.} = \sin \alpha = 0,5$

$$h_{n.p.} = \kappa_{n.p.} \frac{V_{z\max}^2}{2g}$$

или $\xi_{n.p.диф.} = \kappa_{n.p.}(1 - n_z)^2 = 0,093$.

Суммарный коэффициент сопротивления диффузора равен

$$\xi_{диф} = \frac{\lambda}{8 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}} (1 - n_z^2) + \xi_{n.p.диф} = \xi_{т.р.диф} + \xi_{n.p.диф},$$

где λ – коэффициент трения воздухопроводов, определяется по формуле Блесса

$$\lambda = 0,0125 + \frac{0,0011}{d_{э.з. \min}} = 0,15.$$

Потери напора в одной конфузорно-диффузорной паре при $g = 9,8$ м/с² равны

$$h_{конф-диф} = (\xi_{n.p.} + \xi_{n.c.} + 2\xi_{т.р.}) \frac{V_{z\max}^2}{2g} = 1,99 \cdot 10^{-2} \text{ м.возд.ст.} = 2,29 \cdot 10^{-5} \text{ м.вод.ст.}$$

Суммарное падение напора по горячим газам в котле h_k при числе последовательно соединенных конфузорно-диффузорных пар $n_{к-д} = 32$ равно

$$h_k = n_{к-д} \cdot h_{конф-диф} = 7,33 \cdot 10^{-4} \text{ м.вод.ст.} = 7,3 \text{ Па.}$$

Найдем тягу на 1 пог. м дымовой трубы при средней температуре окружающего воздуха $t_{\text{возд}} = 20^\circ\text{C}$ ($\rho_{\text{возд}} = 1,205 \text{ кг/м}^3$) и средней температуре дымовых газов в трубе $t_{\text{д.г.}} = 90^\circ\text{C}$ ($\rho_{\text{д.г.}} = 0,985 \text{ кг/м}^3$)

$$\Delta P_{\text{д.тр}} = (\rho_{\text{возд}} - \rho_{\text{д.г.}}) \cdot g = 2,2 \text{ Па.}$$

Тяга в котле высотой $H_{\text{к}} = 0,6 \text{ м}$ при $\rho_{\text{возд}} = 1205 \text{ кг/м}^3$ и средней температуре дымовых газов в котле $t_{\text{д.г.}} = 350^\circ\text{C}$ ($\rho_{\text{д.г.}} = 0,57 \text{ кг/м}^3$) $\Delta P_{\text{к}}$ равна

$$\Delta P_{\text{к}} = (\rho_{\text{возд}} - \rho_{\text{д.г.}}) g H_{\text{к}} = 3,7 \text{ Па.}$$

Для выполнения условия, чтобы тяга котла с дымовой трубой $\Delta P_{\text{к}} + \Delta P_{\text{д.тр}}$ высотой $H_{\text{тр}}$ была больше падения напора по горячим газам в элементе теплообмена котла $h_{\text{к}}$ нужно чтобы высота дымовой трубы $H_{\text{тр}}$ была более 2 м.

Расчет массы элемента теплообмена змеевикового котла той же мощности при одинаковой с котлом ортотропно-сотовой конструкции коэффициента теплоотдачи газ-стенка $\alpha_{\text{г-ст}}$ и скорости горячих газов в элементах теплообмена $V_{\text{г max}}$.

Пусть элемент теплообмена змеевикового котла выполнен из трубки из нержавеющей стали с наружным диаметром $D = 10 \text{ мм}$ и внутренним диаметром $d = 8 \text{ мм}$.

При площади поверхности теплообмена $S_{\text{эк}} = 2 \text{ м}^2$, периметр наружной поверхности трубки $U_{\text{эм}} = \pi D = 0,314 \text{ м}$, длина трубки $L_{\text{эм}} = 64 \text{ м}$.

Масса трубки $m_{\text{тр}}$ при $\gamma_{\text{ст}} = 78 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ равна

$$m_{\text{тр}} = \gamma_{\text{ст}} \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} L_{\text{эм}} = 14,1 \text{ кг.}$$

Масса элемента теплообмена котла ортотропно-сотовой конструкции ($m_{\text{о.с.}} = 6,2 \text{ кг}$) в 2,27 раза меньше массы котла со спиральным теплообменником. Объем воды в трубчатом элементе теплообмена котла $V_{\text{в.тр}}$ равна

$$V_{\text{в.тр}} = \frac{\pi d^2}{4} L_{\text{эм}} = 3,2 \text{ м}^3 = 3,2 \text{ л.}$$

Объем воды в змеевиковом котле составляет 54% от объема воды в котле ортотропно-сотовой конструкции.

Полагая, что скорость горячих газов в обоих котлах одинакова, $V_{\text{г max}} = 1,1 \text{ м/с}$, число Рейнольдса в змеевиковом котле с $d_{\text{э.з.м.}} = 1 \cdot 10^{-2} \text{ м}$ при $\nu_{\text{г}2350} = 5,3 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ равно

$$Re_{\text{г.з.м.}} = \frac{V_{\text{г max}} \cdot d_{\text{э.з.м.}}}{\nu_{\text{г}2350}} = 208.$$

При числе $Re_{\text{г.з.м.}} < 10^3$ для коридорного пучка труб, омываемого горячими газами число Нуссельта определим по формуле ([4], С.108)

$$Nu_{\text{г.з.м.}} = 0,49 \cdot Re_{\text{г.з.м.}}^{0,5} = 7,06.$$

При той же самой поверхности теплообмена змеевикового котла $S_{\text{г.к}} = 2 \text{ м}^2$ и коэффициенте теплоотдачи газ-стенка $\alpha_{\text{г-ст.з.м}}$ равен

$$\alpha_{\text{г-ст.з.м}} = Nu_{\text{г.з.м.}} \cdot \frac{\lambda_{\text{г}2350}}{d_{\text{э.з.м.}}} = 37,3 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{C}.$$

Тепловая мощность змеевикового котла равна $P_{\text{к.з.м.}} = \alpha_{\text{г-ст.з.м.}} \cdot S_{\text{г.к.}} \cdot \Delta t_{\text{ср}} = 24,6 \text{ кВт}$, что составляет 89% от тепловой мощности котла ортотропно-сотовой конструкции.

При выполнении элемента теплообмена змеевикового котла в виде одно-слойной спирали габариты котла значительно больше габаритов котла той же тепловой мощности ортотропно-сотовой конструкции.

Время подогрева воды в змеевиковом котле на 70°C составляет 38 с.

Проведенный сравнительный анализ двух конструкций котлов показал, что котел ортотропно-сотовой конструкции по сравнению со змеевиковым котлом обладает следующими преимуществами:

1. В силу множества параллельных каналов для теплоносителя воды вероятность сгорания элемента теплообмена котла от засорения каналов намного ниже, чем змеевикового котла.

2. Масса элемента теплообмена котла ортотропно-сотовой конструкции в 2,2 раза меньше, тепловая мощность в 1,13 раз больше, а габариты значительно меньше, чем у змеевикового котла.

3. Тепловая мощность котлов может быть значительно увеличена за счет увеличения скорости горячих газов в котле.

Список литературы

1. Гофрированная оболочка: Патент РФ № 2200807/ В.Ф. Увакин – Бюл. № 8, 2003.

2. Справочник конструктора штампов: Листовая штамповка /под общей ред. Л.И. Рудмана. – М.: Машиностроение, 1988. – 496 с.

3. Сварка в машиностроении: Справочник в 4-х т. /Редкол: Г.А. Николаев (пред.) и др. – М.: Машиностроение, 1979 – Т.4 /под ред. Ю.Н. Зорина. 1979, С. 190...192.

4. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1973, С. 84.

5. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника. Справочник. /А.М. Бакластов, В.М. Бродянский, В.П. Голубев и др. Под общей ред. В.А. Григорьева и В.М. Зорина. – М.: Энергоатомиздат, 1983, - С. 102.

6. Альтшуль А.Д., Киселев П.Г. Гидравлика и аэродинамика. Учебное пособие для вузов. М.: Стройиздат, 1975. – 323 с.