

К ВОПРОСУ ВЫБОРА ОТОПИТЕЛЬНОЙ СХЕМЫ ДЛЯ МАЛЫХ КОТЛОВ

Р.С. Бабаян

В работе приводятся недостатки при эксплуатации малых отопительных газовых котлов, внедряемых в последние годы в НКР, на которые не обращают внимания как монтирующие, так и эксплуатирующие организации.

Исходя из местных условий, рекомендуется тепловая схема, которая исключает эксплуатационные недостатки. Приводятся методика расчета отдельных элементов схемы, формулы теплофизических параметров воды, разработанной методом наименьших квадратов.

В настоящее время в отопительных системах НКР широко применяют прямоточные малые газовые котлы. Однако, применяемая схема обвязки с отопительной системой не обеспечивает надежные эксплуатационные условия. Учитывая качество воды местных источников (высокая жесткость) необходимо либо иметь в системе узлы химводоочистки, либо применять двухконтурную тепловую схему, которая позволила бы продлить срок службы котлов. В противном случае в прямоточных котлах, которые применяются сейчас, питательная вода должна до подачи в котел пройти химводоочистку для смягчения. В наших условиях из-за отсутствия оборудования и материальных ресурсов не выполняется указанный технологический процесс. Утечка горячей воды из системы отопления восполняется жесткой водой.

Из-за такой эксплуатации за короткое время в котле образуется толстый слой накипи, который приводит к повышению температуры в топке. В результате чего прожигается внутренняя поверхность котла. Можно избежать этих последствий если соблюдать полную комплектацию котлов и правила технической эксплуатации.

Для облегчения условий эксплуатации предлагается использовать двухконтурную тепловую схему рис.1., [1]. В такой схеме рабочее тело циркулирует в небольшом контуре состоящей из котла и теплообменника. Во втором контуре циркулирует горячая вода отопительной системы, потери которой безвозвратно можно восполнить обыкновенной водопроводной водой.

В первом контуре, герметичный и замкнутый через теплообменник, потери жидкости не происходит. После первого заполнения контура образованный небольшой слой накипи в котле не нарушает его тепловой режим.

Ниже (рис.1.) приводится тепловая схема такой системы и расчет параметров отдельных ее элементов.

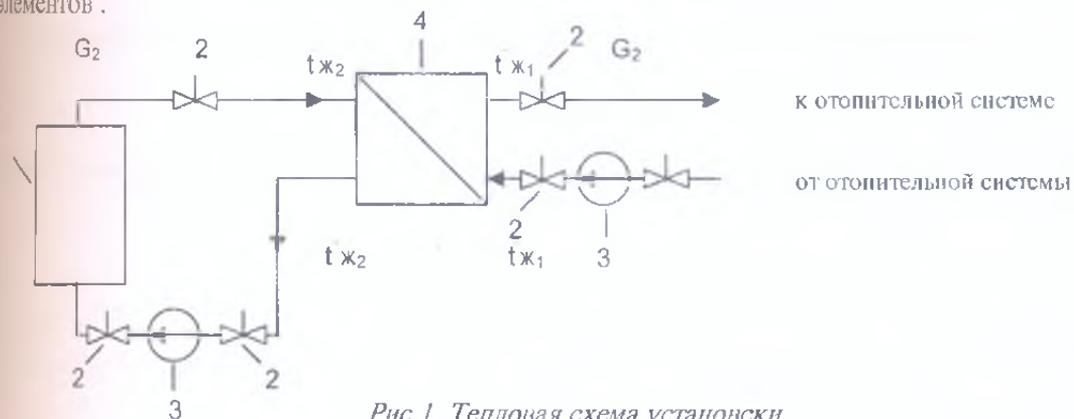


Рис. 1. Тепловая схема установки.

В первый контур, который образуют котел 1, вентиля 2, теплообменник 4, насос 3, циркулирует рабочее тело I-ого контура. Данный контур заправляется один раз и закрывается герметично. В дальнейшем рабочее тело данного контура остается неизменным. Этот контур небольшой и его можно заправлять смягченной водой. Из котла горячая вода перекачивается

насосом 3 в теплообменник 4, в теплообменник поступит так же рабочее тело из отопительной системы. В устройстве 4 происходит теплообмен, нагретое рабочее тело подается в отопительную систему.

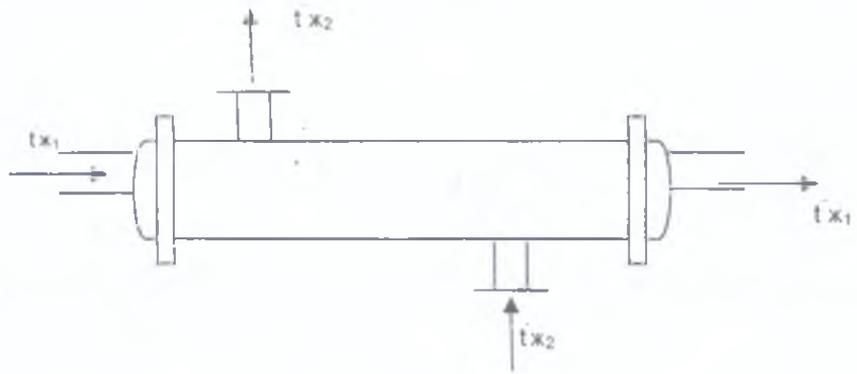


Рис. 2. Водо-водяной теплообменник.

В дальнейшем задача сводится к определению теплообменной поверхности при известной мощности котла и температурного режима I-ого и II-ого контуров. Для расчета теплообменной поверхности теплообменника, примем следующие обозначения (рис.2.)

Количество тепла Q , которое подводится к теплообменнику определяется или из документации котла, или по общеизвестной формуле. [2,3].

$$Q = G_2 C_{p2} (t''_{\infty 2} - t'_{\infty 2}); \quad (4)$$

где индекс 1 принадлежит первому контуру, 2 - второму контуру, ' и '' относятся соответственно входящему и выходящему параметрам рабочих тел.

Полученное тепло можно откорректировать в зависимости от потерь.

Температура греющей воды на выходе будет

$$t''_{\infty 1} = t'_{\infty 1} - \frac{Q}{G_1 C_{p1}}; \quad (5)$$

где G, C_p - соответственно расход и теплоемкость рабочего тела.

Среднеарифметическое значение температуры воды будет

$$t_{\infty 1} = \frac{1}{2} (t'_{\infty 1} + t''_{\infty 1}); \quad (6)$$

При данной температуре греющей жидкости находим теплофизические параметры (теплопроводность и плотность), $\lambda_{\infty 1}, \rho_{\infty 1}$ - согласно [3,4,5]. из таблиц для температурного диапазона $0 \div 100^\circ \text{C}$. Среднюю температуру рабочей жидкости второго контура определим по формуле.

$$t_{\infty 2} = \frac{1}{2} (t'_{\infty 2} + t''_{\infty 2}); \quad (7)$$

Соответствие этой температуре находим значений $\rho_{\infty 2}$ и $\lambda_{\infty 2}$, а скорость движения жидкости по (5 и 7).

$$w_1 = \frac{4G_1}{\rho_{\infty 1} \pi d_1^2 3600}; \quad (8)$$

$$w_2 = \frac{4G_2}{\rho_{\infty 2} \pi (D^2 - d^2) 3600}; \quad (9)$$

число Рейнольдса для греющей воды

$$\text{Re}_{\infty 1} = \frac{w_1 d_1}{\nu_{\infty 1}}; \quad (10)$$

В зависимости от режима течения число Нуссельта можно определить по формулам, для ламинарного и переходного режимов. [3]

$$Nu = 0,17 Re_{\text{кр}}^{0,32} \cdot P_{\text{кр}}^{0,43} \cdot G_{\text{кр}}^{0,1} \left(\frac{P_{\text{гр}}}{P_{\text{кр}}} \right)^{0,25} \quad (7)$$

Для турбулентного режима

$$Nu = 0,021 Re_{\text{кр}}^{0,8} \cdot P_{\text{кр}}^{0,43} \left(\frac{P_{\text{гр}}}{P_{\text{кр}}} \right)^{0,25}; \quad (8)$$

температуру стенки можем рассчитать по формуле

$$t_{\text{ст}} = \frac{1}{2} (t_{\text{ст}1} + t_{\text{ст}2}) \quad (9)$$

Коэффициент теплоотдачи от греющей воды к стенке трубы будет

$$\alpha_1 = Nu_{\text{ст}1} \frac{\lambda_{\text{ст}1}}{d_1}; \quad (10)$$

Определим число Рейнольдса для нагреваемой воды

$$Re_{\text{ст}2} = \frac{w_2 d}{\nu_{\text{ст}2}};$$

Где эквивалентный диаметр $d = D - d_2$, D - внешний диаметр обечайки теплообменника, ν - кинематическая вязкость жидкости.

Для турбулентного потока число Нуссельта определяем по формуле [3] в другой литературе могут быть разные, но результаты расчета ориентировочно одинаковые.

$$Nu_{\text{ст}2} = 0,017 Re_{\text{ст}2}^{0,8} Pr_{\text{ст}2}^{0,4} \left(\frac{Pr_{\text{ст}2}}{Pr_{\text{ст}2, \text{кр}}}} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{D_2}{d_2} \right)^{0,18} \quad (11)$$

Поскольку температуры стенок неизвестны будем считать что, $t_{\text{ст}1} = t_{\text{ст}2}$ и

$$Pr_{\text{ст}1} \approx Pr_{\text{ст}2}$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к нагреваемой жидкости будет

$$\alpha_2 = Nu_{\text{ст}2} \frac{\lambda_{\text{ст}2}}{d};$$

И наконец, коэффициент теплоотдачи будет

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_2}}; \quad \text{Вт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (12)$$

Проверяем если $\frac{t_{\text{ст}1} - t_{\text{ст}2}}{t_{\text{ст}1} - t_{\text{ст}2}} < 1,5$, то расчет можно вести по средней разности температур

$\Delta t = t_{\text{ст}1} - t_{\text{ст}2}$, а плотность теплового потока

$$\text{Будет} \quad q = k \cdot \Delta t_{\text{ср}}; \quad (13)$$

Необходимая поверхность для передачи тепла второму контуру будет

$$F = \frac{Q}{q}; \quad (14)$$

температура внутренней и наружной поверхности трубок будет

$$t_{\text{ст}1} = t_{\text{ст}1} - \frac{q}{\alpha_1}; \quad t_{\text{ст}2} = t_{\text{ст}2} + \frac{q}{\alpha_2}; \quad (15)$$

Далее необходимо определить поправочные коэффициенты, $\left(\frac{Pr_{\text{вс}}}{Pr_{\text{вс}_1}}\right)^{0.25}$ и $\left(\frac{Pr_{\text{вс}}}{Pr_{\text{вс}_2}}\right)$

предварительно заданных температурах, если полученные данные совпадают с первоначальными значениями или немного отличаются от них, то можно не продолжать повторные расчеты. В противном случае необходимо задавать новые значения температуры и повторять.

Для облегчения расчетов термодинамические свойства воды обработаны методом наименьших квадратов и получены ниже приведенные формулы, которые с достаточной точностью описывают процесс в диапазоне $0-100^\circ\text{C}$, $[\sigma = (2 \div 5) \cdot 10^{-14}]$.

$$C_p = 4,21 - 0,00227T + 5,43 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 - 8,02 \cdot 10^{-7} \cdot T^3 + 8,07 \cdot 10^{-9} \cdot T^4 - 3,13 \cdot 10^{-11} \cdot T^5$$

$$\nu = 1,79 - 0,0576 \cdot T + 0,00118 \cdot T^2 - 1,45 \cdot 10^{-5} \cdot T^3 + 9,51 \cdot 10^{-8} \cdot T^4 - 2,55 \cdot 10^{-10} \cdot T^5$$

$$\alpha = 0,131 + 0,000692 \cdot T - 2,46 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 - 4,74 \cdot 10^{-8} \cdot T^3 + 8,33 \cdot 10^{-10} \cdot T^4 - 4,43 \cdot 10^{-12} \cdot T^5$$

$$\mu = 1,79 \cdot 10^3 - 57,4 \cdot T + 1,16 \cdot T^2 - 0,0141 \cdot T^3 + 9,12 \cdot 10^{-5} \cdot T^4 - 2,41 \cdot 10^{-7} \cdot T^5$$

$$\lambda = 0,551 + 0,00282 \cdot T - 2,16 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 + 1,02 \cdot 10^{-7} \cdot T^3 - 3,65 \cdot 10^{-10} \cdot T^4 - 2,55 \cdot 10^{-12} \cdot T^5$$

Эти уравнения будут использованы при программировании выше приведенного теплообменного процесса для дальнейшей машинной обработки.

Литература

1. Бабалян Р.С., Мамедлиязов С.О. Комбинированные тепловые системы по прапарке и железобетонных изделий. Тезисы докладов международной научно-методической конференции с 136-137. Ашхабат-1995
2. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках. М. изд. наука. 1982, 472с.
3. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление. Справочное пособие. Энергоатомиздат / Москва 1990, 367 с.
4. Арнольд Л.В., Михайловский Г.А., Селиверстов В.М. Техническая термодинамика. Теплопередача. М. Высш. Школа, 1979, 446 с.
5. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника. Справочник энергоатомиздат. 1983. 552 с.

Ամփոփում

Աշխատանքում բերվում են Լեոնային Ղարաբաղի Հանրապետությունում տարիներին ներդրվող ջերմության գազի կաթսաների շահագործման ժամանակ առաջընթացները, որոնց վրա ուշադրություն չեն դարձնում ինչպես մոնոտոն, այնպես էլ շահագործող կազմակերպությունները: Առաջարկվում է ջերմային սխեմա, որը հնարավոր է տալիս, հաշվի առնելով տեղական պայմանները, խուսափել շահագործման ժամանակ առաջացող թերություններից և երկարաժամկետ կաթսաների շահագործման ժամկետը: Բերվում են ջերմային սխեմայի տարրերի հաշվարկման մեթոդիկան, ջրի ջերմաֆիզիկական պարամետրերի բանաձևերը մշակված փոքրագույն քառակուսիների մեթոդով: