

тельно расписаны действия проверяющих. Эта программа предусматривает три вида проверки автоматики безопасности: перед пуском котла, во время работы и остановленного.

На каждой котельной обязан существовать график и журнал проверки автоматики безопасности по установленной форме. Проверку автоматики безопасности проводит дежурный оператор и слесарь КИП и А с обязательной подписью. В случае несрабатывания любой из защит применяются срочные меры для устранения неисправности. На время устранения неисправности котёл должен быть остановлен, либо приняты меры для дополнительного визуального контроля по письменному распоряжению лица, ответственного за безопасную эксплуатацию (или главного инженера). Периодичность проверки устанавливает владелец котла, но не реже, чем раз в месяц согласно «Правил безопасности систем газоснабжения Украины».

МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕРМИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ОТЛОЖЕНИЙ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Андреев С.Ю., Федоров И.П., Мельниченко С.В.

КП «Харьковские тепловые сети»

За время эксплуатации теплообменных аппаратов на поверхностях теплообмена образуются отложения различных видов (например, растворимые соли жесткости и др.). Из-за этих «загрязнений» снижается значение коэффициента теплопередачи и увеличиваются потери напора в теплообменнике. Как правило, при подборе теплообменника не учитывается термическое сопротивление отложений на стенках пластин (трубок). Вместо этого теплообменники подбираются с некоторым запасом поверхности нагрева. Поэтому расчетные значения параметров теплоносителей на входе и выходе из теплообменника несколько отличаются от их реальных значений. И только знание фактического значения термического сопротивления отложений на поверхностях теплообмена позволяет определить реальные теплотехнические характеристики теплообменника, рассчитать коэффициенты теплоотдачи каждой среды, коэффициент теплопередачи, расход греющего теплоносителя при различных температурных напорах и разных значениях расхода нагреваемого теплоносителя. Однако наиболее важной причиной, по которой необходимо знать термическое сопротивление отложений является возможность определения необходимости промывки теплообменника. Так как именно несвоевременная промывка теплопередающих поверхностей теплообменника приводит

к необоснованному увеличению затрат на поддержание заданных температурных показателей.

Для определения термического сопротивления отложений в качестве исходных данных необходимо иметь фактические температуры теплоносителей на входе и выходе из теплообменника и расход хотя бы одного из теплоносителей. Получив все необходимые данные при испытании теплообменника можно приступить к расчетам по нижеприведенному алгоритму.

Алгоритм определения термического сопротивления отложений на поверхностях пластин (трубок) в теплообменном аппарате (ТА)

1. Определяем теплофизические свойства теплоносителей при средних температурах: ρ – плотность, кг/м³; C_p – удельная теплоёмкость, кДж/кг·°C; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/м·°C; ν – кинематическая вязкость, м²/сек.; Pr – критерий Прандтля.

2. Определяем количество тепла в единицу времени, передаваемое в ТА и расход греющего теплоносителя:

$$Q_{\bar{o}} = \frac{C_{p\bar{e}} \cdot G_{\bar{e}} \cdot \rho_{\bar{e}} (t_{\bar{e}в} - t_{\bar{e}х})}{3,6}, \text{ кВт};$$

$$G_m = \frac{Q_{\bar{o}} \cdot 3,6}{C_{pm} \cdot \rho_m (T_1 - T_2)};$$

$G_{\bar{e}}, G_m$ – объёмные расходы нагреваемой воды и греющего теплоносителя, м³/час.

3. Далее определяем скорости воды и теплоносителя в каналах для пластинчатых ТА или скорость воды в трубках и скорость теплоносителя в межтрубном пространстве для кожухотрубных ТА:

$$w_{\kappa} = \frac{G}{3600 \cdot f_n \cdot m},$$

где G – расход теплоносителя или воды, м³/час; f_n – площадь сечения одного канала, м²; m – число каналов в пакете; w_{κ} – скорость

движения рабочей среды в каналах, м/с; $w_{mp} = \frac{G_{\bar{e}}}{3600 \cdot f_{mp}}$ – скорость

воды в трубках, м/с; f_{mp} – площадь живого сечения трубок, м²;

$w_{m,np} = \frac{G_m}{3600 \cdot f_{m,np}}$ – скорость теплоносителя в межтрубном простран-

стве, м/с; $f_{m,np}$ – площадь межтрубного пространства, м².

4. Рассчитываем коэффициент теплоотдачи от теплоносителя к стенке пластины (трубки) :

- для пластинчатых ТА:

$$\alpha_T = \frac{Nu_T \cdot \lambda_T}{d_e} - \text{коэффициент теплоотдачи, Вт/м}^2 \cdot \text{°C};$$

$$Nu_T = c \cdot Re_T^n \cdot Pr_T^{0,43} \left(\frac{Pr_T}{Pr_{CT}} \right)^{0,25} - \text{критерий Нуссельта};$$

коэффициенты c и n зависят от типоразмера пластины и выбираются

по таблице; $Re_T = \frac{w_T \cdot d_e}{\nu_T}$ – критерий Рейнольдса; d_e – эквивалент-

ный диаметр канала, определяется конструктивно, м.

- для кожухотрубных ТА:

$$\alpha_T = 1,163 \cdot (1400 + 18 \cdot T_{cp} - 0,035 \cdot T_{cp}^2) \frac{w_{м.нп}^{0,8}}{d_e^{0,2}};$$

$$d_e = \frac{D_g^2 - z \cdot d_n^2}{D_g + z \cdot d_n} - \text{эквивалентный диаметр межтрубного пространства,}$$

м; D_g – внутренний диаметр водоподогревателя, м; d_n – наружный диаметр трубок, м; z – число трубок в водоподогревателе; T_{cp} – средняя температура теплоносителя в межтрубном пространстве, °C.

5. Рассчитываем коэффициент теплоотдачи от стенки пластины (трубки) к воде:

- для пластинчатых ТА:

$$\alpha_B = \frac{Nu_B \cdot \lambda_B}{d_e}; Nu_B = c \cdot Re_B^n \cdot Pr_B^{0,43} \left(\frac{Pr_B}{Pr_{CT}} \right);$$

$$Re_B = \frac{w_B \cdot d_e}{\nu_B}.$$

- для кожухотрубных ТА:

$$\alpha_B = 1,163 \cdot (1400 + 18 \cdot t_{cp} - 0,035 \cdot t_{cp}^2) \frac{w_{мп}^{0,8}}{d_B^{0,2}};$$

d_B – внутренний диаметр трубок, м; t_{cp} – средняя температура воды в трубках, °C.

6. Средний температурный напор:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_m}}, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

7. Зная поверхность теплообмена и средний температурный напор, определяем коэффициент теплопередачи:

$$k = \frac{Q \cdot 10^3}{F \cdot \Delta t_{cp}};$$

k – коэффициент теплопередачи, Вт/м²·°C; F – поверхность ТА, м².

8. Из коэффициента теплопередачи получаем термическое сопротивление отложений на стенках пластин (трубок):

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_T} + \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT}} + \frac{1}{\alpha_B} + R_z};$$

$$R_z = \frac{1}{k} - \frac{1}{\alpha_T} - \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT}} - \frac{1}{\alpha_B};$$

R_z – термическое сопротивление отложений, м²·°C/Вт; δ_{CT} – толщина пластины (трубки), м; λ_{CT} – коэффициент теплопроводности материала стенок, Вт/м²·°C.

Теперь, зная термическое сопротивление отложений на стенках пластин (трубок) можно приступить к поверочному расчету. Целью расчета является определение расхода теплоносителя, необходимого для нагрева горячей воды и температуры теплоносителя на выходе из ТА.

Алгоритм поверочного теплового расчета

В качестве исходных данных мы имеем термическое сопротивление загрязнений, температуру греющего теплоносителя на входе в ТА, расход и температуры нагреваемого теплоносителя на входе и выходе из ТА.

1. Решение можно найти только методом последовательных приближений. Изначально задаемся температурой теплоносителя на выходе из ТА. Производим вычисления, описанные в пунктах 1-5 предыдущего расчета.

2. Определяем коэффициент теплопередачи:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_T} + \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT}} + \frac{1}{\alpha_B} + R_z}.$$

3. Определяем количество тепла, переданное в ТА от теплоносителя к воде:

$$Q_{mp} = \frac{k \cdot F \cdot \Delta t_{cp}}{10^3}, \text{ кВт.}$$

4. В случае если количество тепла, посчитанное по тепловому балансу Q_{δ} (рассматривается в п. 2 предыдущего расчета) отличается более чем на 5% от количества тепла, посчитанного по уравнению теплопередачи Q_{mp} задаемся новым значением температуры теплоносителя на выходе из ТА и повторяем расчеты, описанные в пунктах 1-3.

$$\eta = \left| \frac{2 \cdot (Q_{\delta} - Q_{mn})}{Q_{\delta} + Q_{mn}} \right| \cdot 100\%.$$

Когда решение найдено и нам известны расход греющего теплоносителя, необходимого для нагрева горячей воды и температура теплоносителя на выходе из ТА можем приступить к гидравлическому расчету.

5. Общее гидравлическое сопротивление секции пластин для среды:

$$\Delta P = \xi \cdot \frac{L_{np}}{d_e} \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2} \cdot x, \text{ (Па)},$$

где $\xi = \frac{A}{Rt^{0,25}}$ – коэффициент общего гидравлического сопротивления единицы относительно канала.

Величина A определяется по таблице и зависит от типоразмера пластин [1]; L_{np} – приведенная длина канала, м.

Местное гидравлическое сопротивление штуцера:

$$\Delta P_{m.c} = \varepsilon \frac{w^2, \text{ шт.}}{2} \rho, \text{ (Па)},$$

где ε – коэффициент местного сопротивления.

Для кожухотрубных ТА:

Потери давления внутри трубок составят, кгс/см²;
при длине секции 4 м

$$\Delta P_{mp} = 0,075 \cdot w_{mp}^2 \cdot n;$$

при длине секций 2 м

$$\Delta P_{mp} = 0,048 \cdot w_{mp}^2 \cdot n,$$

где w_{mp} – скорость воды в трубах, м/с; n – число секций.

Потери давления в межтрубном пространстве, кгс/см²:

$$\Delta P_{\text{мпр}} = 0,1 \cdot A \cdot w_{\text{мпр}}^2 \cdot n,$$

где $w_{\text{мпр}}$ – скорость воды в межтрубном пространстве; n – число секций; A – вспомогательная величина, принимается по табл. 14.16 [2].

По результатам поверочного расчета делаем выводы об эффективности работы теплообменника и необходимости очистки теплопередающих поверхностей. Ориентировочное расчетное значение термического сопротивления загрязнений при нормальных условиях эксплуатации не должно превышать 0,0002 м²·°C/Вт с каждой стороны пластины для водопроводной воды в качестве рабочей среды.

1. РТМ-26-01-36-70 «Теплообменники пластинчатые. Методы тепловых и гидромеханических расчетов» (руководящий технический материал). – М., 1971.

2. Справочник строителя. Монтаж внутренних санитарно-технических устройств / под ред. И.Г. Старовойта. Изд. третье, перераб. и доп. – М.: Стройиздат 1984.

ВПРОВАДЖЕННЯ ЕНЕРГОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ У ТЕПЛОПОСТАЧАННІ

*Торкатюк В.І., Бубенко О.П., Шевченко Е.Ю., Шевченко В.С.,
Виноградська Н.С., Харківський національний університет
міського господарства ім. О.М. Бекетова*

Система теплопостачання вимагає докорінної технологічної перебудови з переважним використанням комбінованого виробництва теплової та електричної енергії, підвищення економічної ефективності та забезпечення екологічних вимог, оптимального співвідношення централізованого та локального теплопостачання, встановлення чіткої економічно та технічно обґрунтованої системи взаємовідносин у ланцюгу: споживач – виконавець послуг – енергопостачальна компанія.

Тому одним із головних завдань, які необхідно вирішувати в процесі реформування житлово-комунального господарства України, є підвищення ефективності енергозбереження до рівня, коли воно стане інноваційно привабливим і здатним забезпечити не менше 20-30 % реальної економії паливно-енергетичних ресурсів у цілому по ЖКГ.

Зараз у ЖКГ діє програмно-адміністративний механізм енергозбереження, який передбачає виконання програм з енергозбереження на державному та регіональному рівнях. Однак, реалізація програм проходить повільно. Головною причиною є недостатня мотивація енергозбереження у споживача і виробника енергоресурсів, гальмування впровадження приладного обліку енергоресурсів без систем регулю-