

УДК 621.18

А.В. Локтев, А.В. Малахов, И.С. Мишин

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ ГАЗА
НА КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЯХ МАГИСТРАЛЬНЫХ ГАЗОПРОВОДОВ**Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева,
ОАО «Гипрогазцентр», г. Нижний Новгород

Приведены результаты исследований повышения эффективности аппаратов воздушного охлаждения транспортируемого природного газа типа АВГ-85МГ. Предложенный способ заключается в турбулентности потока за счёт накатки кольцевых канавок на наружной поверхности теплообменных труб. Проведённые исследования позволяют оптимизировать геометрические размеры накатки с точки зрения повышения теплообмена.

Ключевые слова: газопровод, компрессорные станции, теплообмен, интенсификация.

Применение общепромышленного оборудования для строительства магистральных газопроводов требует тщательного анализа условий его эксплуатации и в некоторых случаях адаптации к этим особенностям.

Снижение удельных затрат на транспортировку газа – одна из основных задач при проектировании компрессорных станций магистральных газопроводов. Это достигается за счёт утилизации теплоты уходящих газов от газовых турбин газоперекачивающих агрегатов (ГПА), применения ГПА и вспомогательного оборудования с высокими показателями эффективности.

Вместе с тем, не всё оборудование, предлагаемое промышленностью, отвечает современным требованиям. Рассмотрим это на примере агрегатов воздушного охлаждения (АВО), применяемых на компрессорных станциях магистральных газопроводов для снижения температуры транспортируемого газа.

В состав каждой компрессорной станции магистральных газопроводов входят: установки очистки газа; компримирования газа и охлаждения компримированного газа. Установка охлаждения компримированного газа состоит из нескольких аппаратов охлаждения. Они занимают достаточно много места на площадке компрессорного цеха и имеют высокую стоимость, поэтому весьма актуален вопрос о снижении массогабаритных показателей таких аппаратов.

При заданных значениях расходов теплоносителей и гидравлических сопротивлений можно уменьшить габариты и массу аппаратов за счёт увеличения коэффициентов теплопередачи или более плотной компоновки (уменьшения диаметров труб, расстояния между трубами). Уменьшения диаметров труб и расстояния между трубами ограничивается технологическими требованиями, поэтому практически возможности этого пути исчерпаны. Остается один путь уменьшения габаритных размеров и массы аппаратов – интенсификация теплообмена.

Известны различные методы интенсификации теплообмена. Среди них центральное место занимают различные способы закрутки потока в трубах с помощью различного рода винтовых вставок (закрученные ленты, шнеки) на всей длине трубы или на её части, тангенциального подвода теплоносителя в трубу, лопаточных завихрителей, расположенных на входе или периодически.

Наиболее реальным и доступным, требующим невысокой стоимости дополнительных работ является интенсификация теплообмена искусственной турбулизацией потока. Эффективность интенсификации определяется числом Рейнольдса ($Re = \omega l / \nu$) и возрастает с его ростом.

Для трубчатых теплообменных аппаратов в результате исследований предложен сле-

дующий метод интенсификации теплообмена. На наружную поверхность теплообменной трубы накаткой наносятся периодически расположенные кольцевые канавки. При этом на внутренней поверхности труб образуются кольцевые диафрагмы с плавной конфигурацией. Образующиеся диафрагмы турбулизируют поток в пристенном слое (пограничный ламинарный слой) и обеспечивают интенсификацию теплообмена внутри труб. При этом не увеличивается наружный диаметр, что позволяет использовать эти трубы в тесных пучках и не менять существующую технологию сборки трубчатых теплообменных аппаратов.

За аналог для проведения исследований взят аппарат охлаждения газа АВГ – 85 МГ с длиной труб 8 м (рис. 1.)

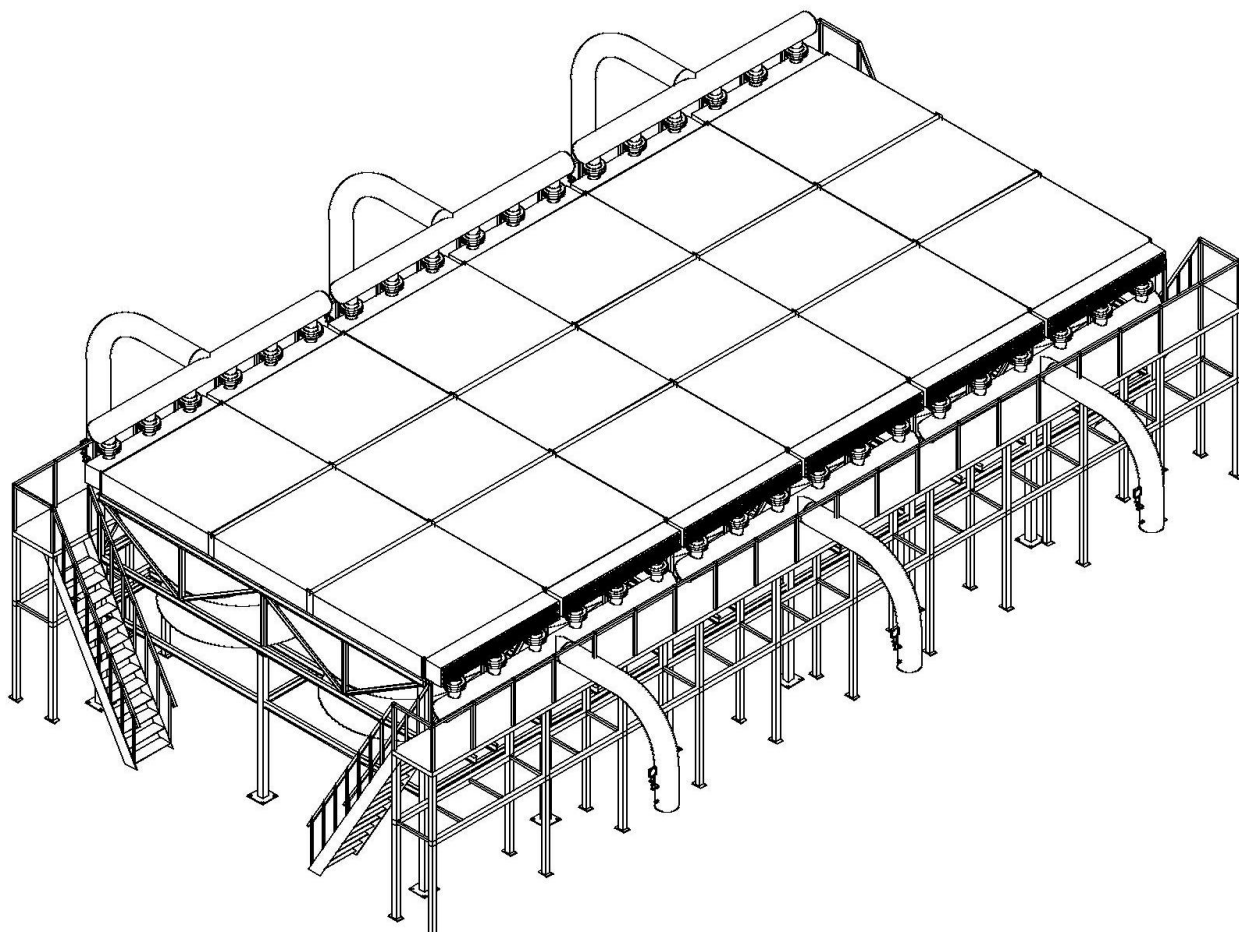


Рис. 1. Аппарат охлаждения газа АВГ – 85 МГ

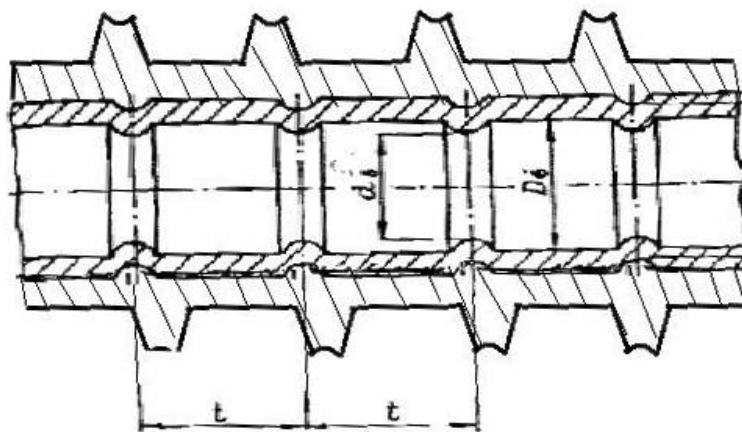


Рис. 2. Накатная биметаллическая труба

Расчет позволил выявить следующее. Применяя накатные биметаллические трубы (рис. 2) в теплообменной секции параметрами турбулизаторов: t – шаг между накатками; d_g – внутренний диаметр трубы в районе турбулизатора; D_g – внутренний диаметр трубы; $d_g/D_g = 0,97$; $t/D_g = 10$, можно получить соотношение чисел Нуссельта (Nu):

$$Nu_{\text{турб}}/Nu_{\text{гл}} = (2 + \frac{\lg Re_1 - 4,6}{7,45} \frac{1,14 - 0,28 - \sqrt{1 - \frac{d_g}{D_g}}}{1,14}) e^{[1 - \frac{d_g}{D_g} / (t/D_g)^{0,58}]},$$

$$Nu_{\text{турб}}/Nu_{\text{гл}} = (2 + (\lg Re_1 - 4,6)/7,45) ((1,14 - 0,28 \sqrt{1 - d_g/D_g})/1,14) e^{[1 - d_g/D_g / (t/D_g)^{0,58}]},$$

$$Nu_{\text{турб}}/Nu_{\text{гл}} = (2 + (\lg 471321 - 4,6)/7,45) ((1,14 - 0,28 \sqrt{1 - 0,97})/1,14) e^{[1 - 0,97/10^{0,58}]};$$

$$Nu_{\text{турб}}/Nu_{\text{гл}} = 2,07;$$

Nu – характеризует подобие интенсивности теплообмена на границе раздела двух сред;

$Nu_{\text{турб}}$ – число Нуссельта для труб с турбулизаторами;

$Nu_{\text{гл}}$ – число Нуссельта для труб с гладкой внутренней поверхностью;

$$Nu_{\text{турб}} = 2,07 \cdot 797 = 1649;$$

Re_1 – число Рейнольдса для природного газа при заданных условиях.

Коэффициент теплоотдачи газа α_1 :

$$\alpha_1 = Nu_{\text{турб}} (\lambda_1/d_0) = 1649 \cdot 0,034 / 0,021 = 1430 \text{ Вт/м}^2 \text{ К};$$

λ_1 – коэффициент теплопроводности для природного газа при заданных условиях;

$d_0 = D_g$ – внутренний диаметр трубы.

Коэффициент теплопередачи ребристой трубы, отнесенный к полной наружной площади поверхности теплообмена k :

$$k = ((\phi d_0/d_1) (1/\alpha_1 + h_n/\lambda_{ст}) + 1/\alpha_2)^{-1} = ((20 \cdot 0,021/0,025) (1/1430 + 0,02/50) + 1/30,9)^{-1} = 62,79 \text{ Вт/м}^2 \text{ К};$$

ϕ – коэффициент оребрения внешней трубы;

α_2 – коэффициент теплоотдачи воздуха при заданных условиях;

h_n – толщина стенки несущей трубы;

d_1 – диаметр.

Среднелогарифмический температурный напор:

$$\Delta t_{\text{л}} = ((t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2')) / (\ln(t_1' - t_2'') / (t_1'' - t_2')) = ((41,8 - 33,8) - (28 - 23,3)) / (\ln(41,8 - 33,8) / (28 - 23,3)) = 6,21 \text{ }^\circ\text{C},$$

t_1' – температура газа на входе в аппарат;

t_1'' – температура газа на выходе из аппарата;

t_2' – температура воздуха на входе в аппарат;

t_2'' – температура воздуха на выходе из аппарата.

Определяем безразмерные температурные коэффициенты:

$$p = (t_2'' - t_2') / (t_1' - t_2') = (33,8 - 23,3) / (41,8 - 23,3) = 0,567,$$

$$R = (t_1' - t_1'') / (t_2'' - t_2') = (41,8 - 28) / (33,8 - 23,3) = 1,31.$$

По рис. 3 находим значение поправочного коэффициента для однократного перекрестного тока: $\epsilon \Delta t, n=1 = 0,7$.

Поправочный коэффициент к температурному напору $\epsilon \Delta t = 0,7$.

Средний температурный напор: $\Delta t_{\text{ср}} = \Delta t_{\text{л}} \epsilon \Delta t = 6,21 \cdot 0,7 = 4,34 \text{ }^\circ\text{C}$.

Расчетная площадь поверхности теплообменной секции:

$$F_{\text{рс}} = Q_c / (2 k \Delta t_{\text{ср}}) = 1139 \cdot 1000 / (2 \cdot 62,79 \cdot 4,34) = 2087,7 \text{ м}^2.$$

Определяем невязку:

$F_c = 3893,8 \text{ м}^2$ – площадь секции аппарата АВГ-85МГ с длиной труб 8 м;

$$\delta F = |(F_c - F_{\text{рс}}) 100 / F_c| = |(3893,8 - 2087,7) 100 / 3893,8| = 46,4 \text{ } \%$$

Как видно из невязки, мы сократили площадь поверхности теплообмена секции почти в два раза при использовании секции стандартной ширины в 3 м и при тех же значениях поперечного и продольного шага.

Определяем стоимость рассчитанного АВО. Стоимость одного аппарата АВГ-85-МГ (аналог): С1 = 9 739 000 руб. Так как при изготовлении используются те же самые операции,

то теоритически определяем коэффициент пересчета k : $k = (F \text{ поверх. нового АВО} / F \text{ поверх. АВГ-85-МГ}) = 2087,7/3893,8 = 0,54$.

Определяем теоретическую стоимость спроектированного АВО. Стоимость одного аппарата АВО = $C_2 = C_1 k = 9739000 \cdot 0,54 = 64926667$ руб.

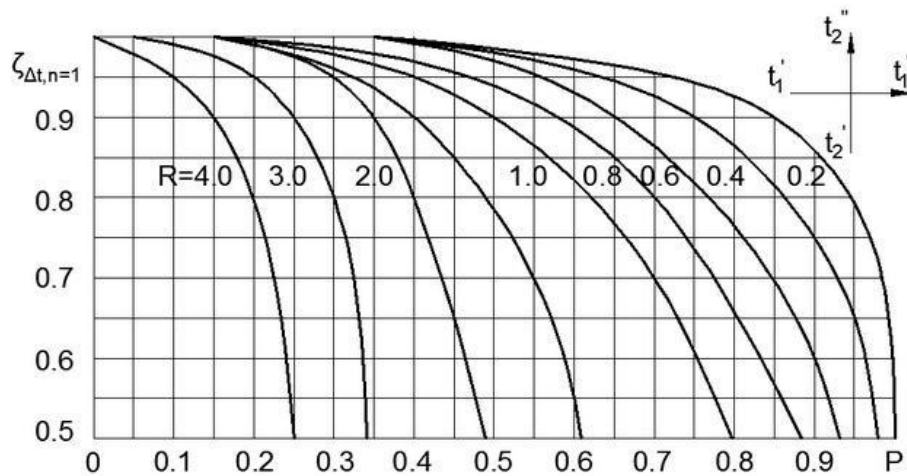


Рис. 3. График поправочного коэффициента $\varepsilon_{\Delta t, n=1}$ для однократного перекрестного тока с не перемешивающимися теплоносителями в межтрубном и трубном пространствах

На практике стоимость этих аппаратов меньше только на 25-30%, так как в теоретическом расчете не учтена операция накатки внутренних ребер (турбулизаторов).

В результате спроектировали аппарат охлаждения газа с меньшими массо-габаритными показателями, меньшей металлоёмкостью, с наилучшими параметрами теплообмена и меньшей стоимостью, что обеспечит более низкую удельную стоимость транспорта газа.

Дата поступления
в редакцию 25.01.2016

A.V. Loktev, A.V. Malahov, I.S. Mishin

IMPROVING THE EFFICIENCY OF GAS COOLING AT COMPRESSOR STATIONS OF MAIN GAS PIPELINES

Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alexeev
JSC «Giprogazcentr», Nizhny Novgorod

Purpose: Enhancement of heat transfer in gas Air heat exchanger station kompremirovaaniya natural gas.

Design/methodology/approach: Theoretically investigated the processes controlling the supply of gas to the burner connected in parallel, working in pairs.

Findings: An algorithm for modulating fuel gas for the selection of actuators and control system development.

Research limitations/implications: The developed approaches are suitable for automation of such boilers equipped with a group of burners.

Originality/value: In the study used the known laws of hydrodynamics technical, but for this circuit are shown for the first time.

Key words: Gas pipeline, compressor stations, heat, intensification.