



**РАЗРАБОТКА ВАРИАНТОВ
СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СХЕМЫ
ПЕРВИЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ
КОКСОВОГО ГАЗА**

© 2009 Былков В.Г.
(ОАО «Запорожжкокс»),
Белонощенко В.П.,
Ковалев Е.Т., д.т.н.,
Питюлин И.Н., д.т.н. (УХИН)

Приведены материалы проработки варианта двухступенчатого первичного охлаждения коксового газа в типовом ПГХ с горизонтальной трубчаткой путем дооборудования верхней и нижней его частей устройствами для газожидкостного контактирования и каплеотбоя. Установлена принципиальная возможность существенного увеличения пропускной способности ПГХ по газу при изменении схемы подачи охлаждающей воды в секции трубчатки. Определены значения температур и расходов материальных потоков для опытно-промышленного образца ПГХ.

We study variants of the two materials of primary cooling of coke oven gas in the model with a horizontal pipe heater PGH by after equipment upper and lower parts of devices for gas-liquid contacting and entrainment separator. A possibility of a substantial increasing in bandwidth PGH Gas in changing patterns of cooling water in the feed section pipe heater is set. Values of temperature and material flow costs for the development of industrial design UGS are determined.

Ключевые слова: коксовый газ, двухступенчатое охлаждение, первичный газовый холодильник, пропускная способность, циркуляция водосмоляного конденсата, газожидкостное контактирование, теплопередача.

Известные технические решения по усовершенствованию первичного охлаждения коксового газа основаны на принципе обособленной ступенчатой обработки потоков газа (так называемое двухступенчатое охлаждение) с применением на каждой ступени тепло-массообменных аппаратов различного типа [1]. Наиболее рациональной представляется схема с контактными холодильниками (оросительного типа) на I ступени и аппаратами типа трубы Вентури на II ступени [2]. В данном случае промывка газа холодным конденсатом на I и II ступени позволяет минимизировать содержание нафталина и смолистых примесей в охлажденном газе, а также исключает образование отложений нафталина на теплопередающей поверхности и одновременно позволяет существенно ее уменьшить за счет интенсификации процесса теплообмена при использовании более эффективной теплообменной аппаратуры. По данным [2] при использовании скрубберов Вентури для охлаждения коксового газа на второй ступени удельный расход циркулирующей воды варьируется в пределах 2-10 л/м³ газа.

Основным недостатком приведенного выше варианта первичного охлаждения коксового газа является громоздкость схемы, обусловленная применением монофункциональной технологической аппаратуры, что ограничивает возможность ее внедрения на действующих предприятиях, оснащенных компактными типовыми первичными газовыми холодильниками (ПГХ) с горизонтальной трубчаткой.

Для очистки коксового газа от аэрозолей смолы и нафталина после ПГХ устанавливают скрубберы Вентури (взамен электрофильтров) с контуром циркуляции водосмоляного конденсата при его удельном расходе 2-10 л/м³ газа. При этом дополнительные затраты направлены лишь на частичное устранение недостатков в работе отделения первичного охлаждения коксового газа (а именно – на его доочистку после ПГХ) и не затрагивает вопросов интенсификации процесса теплопередачи при первичном охлаждении.

В связи с этим следует отметить, что в коксовом газе, поступающем из газосборников в ПГХ, основное количество смолистых веществ (более 90 %) уже находится в виде аэрозолей. Следовательно, уместно проработать техническую возможность совмещения процессов очистки газа от смолистых веществ и его частичного охлаждения (I ступень) посредством газожидкостного контакта в режиме диспергирования непосредственно в ПГХ. Такой прием при орошении трубчатки ПГХ водосмоляным конденсатом обеспечит существенное повышение эффективности процессов тепло-массообмена при первичном охлаждении газа в трубчатых холодильниках.

В частности, будет превалировать процесс передачи тепла от газа к жидкости, сопровождающийся, с одной стороны, сублимацией нафталина на поверхности контакта газ-водяной конденсат и с другой – абсорбцией нафталина смолой при контакте газ-смоляной конденсат. Следовательно, применение промывки газа должно способствовать снижению содержания нафталина и смолистых примесей в газе по сравнению с обычным режимом его первичного охлаждения.

Поэтому практический интерес представляют результаты экспериментальных проработок по интенсификации теплопередачи при охлаждении парогазовой смеси в условиях обильного орошения горизонтальной трубчатки холодильника [3]. В данном случае в объеме одного аппарата

моделируются процессы по упомянутой выше схеме двухступенчатого охлаждения, т.е. реализовано контактное охлаждение газа циркулирующим конденсатом и одновременное охлаждение последнего. Показано, что при таких условиях работы трубчатки коэффициент теплопередачи в сравнении с обычным режимом охлаждения парогазовой смеси увеличивается более чем в 5 раз. Следовательно, имеются предпосылки для существенного увеличения нагрузки по газу типового ПГХ при условии реализации упомянутого выше режима теплопередачи. В данном случае возможность и степень увеличения нагрузки по газу будет определяться гидродинамическим режимом в межтрубном и трубном пространстве ПГХ и сводиться к оценке их пропускной способности при предельно допустимых значениях гидравлического сопротивления.

Предпосылкой возможного увеличения пропускной способности межтрубного пространства по газу является сокращение фактического объема влажного газа при его частичном охлаждении циркулирующим конденсатом на I ступени (в верхней части ПГХ). В данном случае степень охлаждения влажного газа на I ступени определяется величиной удельного расхода циркулирующего охлажденного конденсата, контактирующего с газом в режиме прямоточного диспергирования, обеспечивающего наиболее полный взаимный теплообмен и максимальное сближение значений температуры газовой и жидкой фазы после их контакта.

Для условий контактного теплообмена между коксовым газом с исходной температурой 83 °С и циркулирующим конденсатом с начальной температурой 31,1 °С расчетная зависимость температуры газа t_c после контакта, а также его фактического удельного объема $V_{ГФ}^*$ от удельного расхода

* Величина отношения фактического объема влажного газа при температуре t_c к объему сухого очищенного коксового газа при нормальных условиях, м³/нм³.

$V_{ЦК}$ циркулирующего конденсата (л/нм³ очищенного сухого газа) приведена на рис. 1. Согласно графику, с увеличением удельного расхода циркулирующего конденсата до 10 л/нм³ возможно снижение температуры газа до уровня около 65 °С; одновременно фактический объем парогазовой смеси сокращается от 3,2 м³/нм³ до 1,85 м³/нм³ (главным образом вследствие конденсации водяных паров).



Рис.1 Зависимость температуры (t_c) и удельного объема ($V_{ГФ}$, м³/нм³) коксового газа от величины удельного расхода ($V_{ЦК}$, л/нм³) циркулирующего конденсата

Согласно полученным зависимостям, основным критерием оптимизации температуры газа после I ступени в рассматриваемом варианте двухступенчатого охлаждения газа является показатель $V_{ЦК}$, влияющий на величину производственных затрат (чем выше значение величины $V_{ЦК}$, тем больше затраты на циркуляцию конденсата).

Для оценки ожидаемой пропускной способности по сухому газу межтрубного пространства ПГХ выполнены соответствующие гидравлические расчеты на основе приведенной ниже зависимости [4] для насадочных аппаратов (трубчатка ПГХ рассматривается в качестве насадки):

$$\Delta P = \frac{\lambda}{4} \cdot \frac{H \cdot \sigma}{V_{СВ}^3} \cdot \frac{\omega_{\Phi}^2 \cdot \rho_{Г}}{2}, \quad (1)$$

где: ΔP – сопротивление слоя сухих насадок, н/м²;

λ – коэффициент сопротивления (трения) для насадок;

H – высота слоя, м;

σ – удельная поверхность, м²/м³;

$V_{СВ}$ – удельный свободный объем, м³/м³;

$\rho_{Г}$ – плотность газа, кг/м³;

ω_{Φ} – фиктивная скорость газа (в полном сечении аппарата), м/с.

Коэффициент трения при $Re_{Г} > 400$ может быть приближенно рассчитан по формуле [4]:

$$\lambda = \frac{16,5}{Re_{Г}^{0,2}}, \quad (2)$$

где: $Re_{Г} = \frac{4 \cdot \omega_{\Phi} \cdot \rho_{Г}}{\mu_{Г} \cdot \sigma}$ – критерий Рейнольдса

для влажного газа.

Для оценки адекватности зависимостей (1) и (2) применительно к гидродинамическим условиям, имеющим место в межтрубном пространстве типового ПГХ, определили величину ΔP при следующих исходных данных (проектный режим эксплуатации):

- номинальная (проектная) производительность ПГХ по сухому газу $V_{ГО} = 25000$ нм³/час;

- средняя температура газа в межтрубном пространстве ПГХ 58 °С;

- средняя величина потока влажного газа при фактическом удельном объеме газа (при 33 °С), равном 1,294 м³/нм³ сухого газа, составляет 56214 м³/час;

- средняя скорость влажного газа в полном сечении ($S = 7,7$ м²) составляет 2,0 м/с;

- критерий Рейнольдса составляет 13951 (при плотности газа с объемным содержанием водяных паров 30,3 % и температурой 58 °С, равной 0,4735 кг/м³, вязкости – $12,72 \cdot 10^{-6}$ н·с/м² и удельной поверхности трубчатки – 21,64 м²/м³).

При этом коэффициент трения (2) составит 2,45.

Тогда величина ΔP , определенная для параметров охлаждающих секций холодильника $H = 17,76$ м; $V_{СВ} = 0,6916$ м³/м³, будет равна 692,1 н/м² или 70,5 мм вод.ст.

Полученное значение величины гидравлического сопротивления межтрубного

пространства для обычного режима эксплуатации ПГХ находится в пределах фактических значений, что является обоснованием правомерности применения формул (1) и (2) для оценки возможности увеличения производительности аппарата по газу при двухступенчатом его охлаждении. В данном случае принята температура газа после I ступени на уровне $t_c=76\text{ }^\circ\text{C}$ (согласно рис. 1 $V_{\text{ЦК}}=6\text{ л/нм}^3$, $V_{\text{ГФ}}=2,43\text{ м}^3/\text{нм}^3$).

При этом средняя температура влажного газа составляет $54,5\text{ }^\circ\text{C}$.

При данной температуре и влагосодержании плотность и вязкость влажного газа составила: $\rho_{\text{Г}} = 0,4639\text{ кг/м}^3$, $\mu_{\text{Г}} = 12,59 \cdot 10^{-6}\text{ н}\cdot\text{с/м}^2$, следовательно, критерий Рейнольдса равен $6809,3 \cdot \omega_{\text{Ф}}$,

где: $\omega_{\text{Ф}}$ – скорость газа в полном сечении ПГХ, м/с.

Средняя скорость в полном сечении аппарата составит (при средней величине потока влажного газа $\bar{V}_{\text{ГФ}} = 1,861 \cdot V_{\text{ГО}}$), $\omega_{\text{Ф}} = 67,13 \cdot 10^{-6} \cdot V_{\text{ГО}}$, м/с.

где: $V_{\text{ГО}}$ – производительность по сухому очищенному газу, $\text{нм}^3/\text{час}$.

После преобразования формулы (1) и подстановки известных величин в формулу получена следующая зависимость:

$$V_{\text{ГО}} = 14896,47 \cdot \exp[0,5555(\ln_{\Delta} P_2 - 5,2486)], \quad (3)$$

где: ΔP_2 – перепад давления газовой фазы на входе и выходе из межтрубного пространства (во II ступени охлаждения), н/м^2 .

Величина $\Delta P_2 = \Delta P_0 - \Delta P_1$, где: ΔP_0 – суммарное сопротивление ПГХ по газу; ΔP_1 – сопротивление I ступени, включающее контактное устройство. Предельное значение величины $\Delta P_0 \approx 1471,5\text{ н/м}^2$ (150 мм вод. ст.). Значение величины ΔP_1 по предварительной оценке может варьировать в пределах $500\text{--}700\text{ н/м}^2$ (51–71,3 мм вод. ст.), тогда вероятный интервал изменения ΔP_2 составит $771,5 \leq \Delta P_2 \leq 971,5\text{ н/м}^2$, а пропускная способность межтрубного пространства ПГХ в пересчете на сухой очищенный газ согласно формуле (3) составит:

– при $\Delta P_2 = 771,5\text{ н/м}^2$, $V_{\text{ГО}} = 32417\text{ нм}^3/\text{час}$;

– при $\Delta P_2 = 971,5\text{ н/м}^2$, $V_{\text{ГО}} = 36845\text{ нм}^3/\text{час}$.

Таким образом, для принятых исходных условий, согласно приведенным гидравлическим расчетам нагрузка ПГХ по сухому газу может варьировать в пределах $32000\text{--}37000\text{ нм}^3/\text{час}$ при удельном расходе циркуляции конденсата равном $V_{\text{ЦК}}=6\text{ л/нм}^3$ сухого газа. Следует отметить, что пропускная способность ПГХ прежде всего будет определяться техническим уровнем исполнения таких узлов, как контактное устройство I ступени, а также ввод и вывод коксового газа в аппарат. По предварительной оценке, при минимизации гидравлического сопротивления упомянутых узлов пропускная способность аппарата по сухому газу может составлять до $40\text{ тыс. нм}^3/\text{час}$.

По методике, приведенной в [3], выполнены расчеты для условий двухступенчатого охлаждения потока коксового газа $V_{\text{ГО}}$ (в пересчете на сухой очищенный газ) в холодильнике с горизонтальной трубчаткой поверхностью $F_{\text{Тр}} = 2960\text{ м}^2$ (по наружному диаметру труб).

В расчетах приняты следующие характеристики охлаждающих секций аппарата: диаметр трубок: наружный – $0,057\text{ м}$, внутренний – $0,05\text{ м}$; длина трубок – $2,94\text{ м}$; суммарное количество вертикальных рядов трубок в трубчатке – 63 шт ; расстояние между трубками (по осям) в каждом вертикальном ряду – $0,2\text{ м}$; удельный свободный объем газовой части охлаждающих секций – $0,6916\text{ м}^3/\text{м}^3$; удельная поверхность трубчатки в охлаждающих секциях – $22,874\text{ м}^2/\text{м}^3$; поперечное сечение охлаждающих секций – $7,7\text{ м}^2$; полезная высота охлаждающих секций – $17,76\text{ м}$; проходное сечение пучка труб по охлаждающей воде – $0,1864\text{ м}^2$.

Тепловой баланс I и II ступени охлаждения выполнен соответственно схеме тепловых потоков, приведенной на рис. 2 при удельном расходе циркулирующего конденсата $V_{\text{ЦК}} = 6\text{ л/нм}^3$ (см. рис. 1) и температуре газа после I ступени $t_c = 76\text{ }^\circ\text{C}$. Ниже приводятся расчетные значения тепловых потоков при заданном температурном режиме (ккал/час):

$$\begin{aligned} Q_1 &= 688,544 \cdot V_{\text{ГО}}; & Q_6 &= 27 \cdot G_{\text{ОВ}}; \\ Q_2 &= 5,701 \cdot t_{\text{Ц}} \cdot V_{\text{ГО}}; & Q_7 &= 39,5092 \cdot V_{\text{ГО}}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_3 &= 407,715 \cdot V_{ГО}; & Q_8 &= 6,7239 \cdot t_{Ц} \cdot V_{ГО}; \\ Q_4 &= 6,15285 \cdot t_{ЦС} \cdot V_{ГО}; & Q_9 &= t_{ВК} \cdot G_{ОВ}; \\ Q_5 &= 8,1086 \cdot V_{ГО}; & Q_{10} &= 1,0232 \cdot t_{Ц} \cdot V_{ГО}. \end{aligned}$$

где: Q_5 – тепло, выделяемое при поглощении аммиака и кислых газов конденсатом;

$G_{ОВ}$ – расход охлаждающей воды, кг/час.

Согласно тепловому балансу удельная величина теплового потока, передаваемого трубочкой охлаждающей воде (в режиме оросительного теплообмена), равна:

$$\begin{aligned} q_{от} &= \frac{\Delta Q_{от}}{V_{ГО}} = \frac{G_{ОВ} (t_{ВК} - 27)}{V_{ГО}} = \\ &= 6,15286 \cdot t_{ЦС} + 376,3151 - 6,7239 \cdot t_{Ц} \end{aligned} \quad (4)$$

При разности температур газа и конденсата после I ступени, равной $\Delta t_c = t_c - t_{ЦС}$, из равенства (4) получена следующая зависимость (при $t_c = 76^\circ\text{C}$):

$$t_{Ц} = 32,7662 - 1,07932 \cdot \Delta t_c.$$

Удельная величина теплового потока, передаваемого от газа к конденсату (при непосредственном контакте) на II ступени охлаждения составляет $368,2 \text{ ккал/м}^3$.

При расчете коэффициента контактной теплопередачи (на основе критериального уравнения) от газа к конденсату на II ступени получена следующая зависимость:

$$\alpha_K = 0,001 \cdot V_{ГО}^{1,4} \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}). \quad (5)$$

При передаче тепла в количестве $\Delta Q_{КТ} = 368,2056 \cdot V_{ГО}$ контактным способом (условная поверхность межфазного контакта с учетом поверхности трубочки и стенок корпуса составляет 3128 м^2) при среднегарифмической разности температур газа и конденсата, равной $\Delta t_{СК}$, величина α_K составит:

$$\alpha_K = \frac{0,11771 \cdot V_{ГО}}{\Delta t_{СК}}, \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}). \quad (6)$$

При условии равенства выражений (5) и (6) путем подстановки соответствующих значений величины $\Delta t_{СК}$ и решения уравнения получены рассчитанные значения величины газового потока при различных значениях Δt_c (табл. 1).

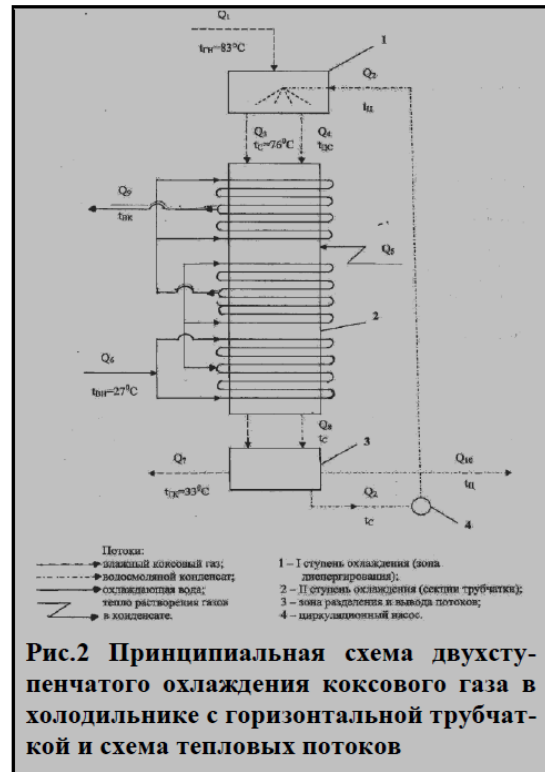


Рис.2 Принципиальная схема двухступенчатого охлаждения коксового газа в холодильнике с горизонтальной трубочкой и схема тепловых потоков

Таблица 1

$\Delta t_c, ^\circ\text{C}$	$\Delta t_{СК}, ^\circ\text{C}$	$V_{ГО}, \text{м}^3/\text{час}$	$V_{ИК}^*, \text{м}^3/\text{час}$	$V_{ЦК}^*, \text{м}^3/\text{час}$
1,00	1,1494	81568	87,8	489,4
1,25	1,4099	48951	52,7	293,7
1,36	1,5244	40269	43,3	241,6
1,41	1,5765	37026	39,9	222,2
1,50	1,6702	32051	34,5	192,3
1,75	1,9303	22319	24,0	133,9

* Расчетное количество образующегося (избыточного) водосмоляного конденсата, а также циркулирующего конденсата.

Из приведенных результатов следует, что при заданных условиях контактного теплообмена на II ступени охлаждения величина газового потока $V_{ГО}$ (следовательно и количество передаваемого тепла) определяется разностью температур Δt_c , т.е. эффективностью межфазного контактирования на I ступени.

Следовательно, для повышения нагрузки по газу до 40 тыс. $\text{нм}^3/\text{час}$ необходимо обеспечить разность температур газа и конденсата поле контактного устройства I ступени не более $1,4^\circ\text{C}$. Такой режим может быть обеспечен при использовании контактного устройства типа трубы Вентури.

Пропускная способность холодильника по охлаждающей воде ограничена проходным сечением пучка труб, значение которого при величине газового потока $V_{ГО} = 40269 \text{ нм}^3/\text{час}$, $\Delta t_c = 1,36^\circ\text{C}$, скорости воды в трубчатке $\omega_{ОВ} = 1,5 \text{ м/с}$ и $t_{ВК} = 40^\circ\text{C}$ составило $S_{ТР} = 0,3586 \text{ м}^2$. Это более чем в 1,9 раза превышает значение проходного сечения пучка труб типового ПГХ (равное $0,1864 \text{ м}^2$).

Таким образом, для увеличения нагрузки ПГХ по газу до 40 тыс. $\text{нм}^3/\text{час}$ требуется примерно вдвое увеличить проходное сечение пучка труб. По предварительной оценке, пропускная способность трубчатки по охлаждающей воде может быть существенно увеличена изменением схемы ее подачи в каждую секцию при результирующем противотоке газа и охлаждающей воды, как это показано на рис. 2. В данном случае предусматривается подача охлаждающей воды в верхний и нижний пучок трубчатки каждой секции и вывод ее из средних пучков единым потоком. Тогда расход охлаждающей воды при прочих равных условиях и скорости воды $\omega_{ОВ}$ м/с составит $1342080 \cdot \omega_{ОВ}$, кг/час.

Окончательная оценка возможности увеличения нагрузки холодильника по газу может быть получена при рассмотрении условий теплопередачи от циркулирующего конденсата к охлаждающей воде в режиме оросительного теплообмена II ступени охлаждения газа.

По критериальному уравнению получена зависимость для коэффициента теплоотдачи от внутренних стенок трубчатки к охлаждающей воде:

$$\alpha_{ВН} = 3368,821 \cdot \omega_{ОВ}^{0,8}, \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град} \quad (7)$$

Коэффициент теплоотдачи от водосмоляного конденсата (объемное содержание смолы в смеси с водой $\sim 5\%$) к внешним стенкам трубчатки, рассчитанный на основе критериального уравнения для оросительного режима, определяется следующей зависимостью от величины $V_{ГО}$:

$$\alpha_{ОТ} = m_{10} \cdot (V_{ГО}^{0,924} + m_{11})^{0,31}, \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град)}, \quad (8)$$

m_{10} и m_{11} соответственно равны 186,06 и 115846,53.

Ввиду того, что внутренний диаметр трубчатки составляет более половины наружного диаметра ($0,05 > 0,5 \cdot 0,057$), то передачу тепла от конденсата к охлаждающей воде можно рассматривать как теплопередачу через плоскую стенку согласно следующему равенству:

$$R_{СТ} + R_3 = \frac{F_{ОТ} \cdot \Delta t_{СОТ}}{q_{ОТ} \cdot V_{ГО}} - \frac{1}{\alpha_{ОТ}} - \frac{1}{\alpha_{ВН}}, \quad (9)$$

где: $R_{СТ}$ – термическое сопротивление металлических стенок трубчатки, равное $0,088 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град/ккал}$;

R_3 – термическое сопротивление пристеночных загрязнений снаружи и внутри трубчатки, $\text{м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град/ккал}$;

$F_{ОТ}$ – поверхность теплопередачи по среднему диаметру трубчатки, м^2 ;

$\Delta t_{СОТ}$ – среднелогарифмическая разность температур при теплообмене потоков конденсата и охлаждающей воды.

После ряда преобразований и совместного решения полученных равенств выведена зависимость R_3 от величины $t_{ВК}$, которая имеет вид:

$$R_3 = m_{21} \cdot \left[\frac{m_{23} \cdot (m_{17} - t_{BK})}{\ln(m_{18} - m_{19} \cdot t_{BK})} - m_{24} \cdot (t_{BK} - 27)^{0,8} - 1 \right], \quad (10)$$

где: $m_{24} = 0,1259$; $m_{23} = 0,4889$; $m_{21} = 0,2259 \cdot 10^{-3}$; $m_{19} = 0,2326$; $m_{18} = 17,3649$; $m_{17} = 70,3417$. $V_{ГО} = 40,269$ тыс. $\text{нм}^3/\text{час}$ и различных конечных температурах охлаждающей воды (t_{BK}).

В табл. 2 приведены результаты расчетов основных параметров процесса при

Таблица 2

$t_{BK}, \text{ }^\circ\text{C}$	$R_3 \cdot 10^3, \text{ м}^2 \text{ час град/ккал}$	$\omega_{ОВ}, \text{ м/с}$	$G_{ОВ} \cdot 10^{-3}, \text{ кг/час}$	Расход воды на 1000 нм^3 сухого газа, м^3
42	1,07	1,25	1678,19	41,646
40	1,16	1,44	1936,35	48,053
39	1,20	1,56	2097,74	52,058
38	1,25	1,71	2288,38	56,789
37	1,29	1,88	2517,34	62,471
36	1,34	2,08	2796,89	69,409

Анализ приведенных расчетных данных позволяет определить граничные условия, при которых может быть реальным обеспечение нагрузки холодильника по газу около 40 тыс. $\text{нм}^3/\text{час}$. В частности, термическое сопротивление пристеночных отложений не должно превышать значения порядка $1,20 \cdot 10^{-3}$, при котором скорость воды в трубчатке достигает 1,56 м/с и может быть принята в качестве реально достижимой предельной величины с точки зрения преодоления гидравлического сопротивления при подаче охлаждающей воды. Увеличение термического сопротивления пристеночных отложений также сопровождается повышением удельного расхода охлаждающей воды.

Согласно справочным данным [4], тепловая проводимость загрязнений для грязной и жесткой воды (внутри трубчатки) варьирует в пределах 1600-2600 кал/($\text{м}^2 \text{ час град}$), а высококипящих загрязнений органического характера (снаружи трубчатки) – в пределах 1030-1600 ккал/($\text{м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}$). Следовательно, термическое сопротивление (величина, обратная проводимости) пристеночных загрязнений внутри трубчатки в первом приближении может составлять $\tau_{ЗВ} = 0,385 \cdot 10^{-3} \div 0,625 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град/ккал}$, а снаружи трубчатки – $\tau_{ЗН} = 0,625 \cdot 10^{-3} \div 0,97 \cdot 10^{-3}$

$\text{м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град/ккал}$. В таком случае вероятное значение суммарного термического сопротивления пристеночных отложений может находиться в пределах $1,0 \cdot 10^{-3} \leq R_3 \leq 1,6 \cdot 10^{-3}$, т.е. приведенные выше расчетные значения величины R_3 находятся в интервале вероятных (справочных) значений.

Таким образом, выполненные теплотехнические расчеты подтверждают возможность двухступенчатого охлаждения потока газа величиной около 40 тыс. $\text{нм}^3/\text{час}$ в холодильнике с поверхностью трубчатки 2960 м^2 от 83 $^\circ\text{C}$ до 33 $^\circ\text{C}$.

Выводы

1. Установлена расчетным путем принципиальная возможность реализации в трубчатом холодильнике двухступенчатого охлаждения коксового газа путем рециркуляции и диспергирования водосмоляного конденсата в верхней (полой) части ПГХ (I ступень охлаждения) при удельном расходе рециркуляции $V_{ЦК} \approx 6 \text{ л/нм}^3$ сухого газа.

2. Температура газа (t_c), а также водосмоляного конденсата ($t_{цс}$) после их контакта в I ступени зависят от величины $V_{ЦК}$, а величина их разности $\Delta t_c = t_c - t_{цс}$ определяется эффективностью контактирования газа и конденсата,

обусловленной конструкцией контактного устройства.

3. Уровень величин $V_{цк}$ и Δt_c определяющее влияет на пропускную способность ПГХ ($V_{го}$) при двухступенчатом охлаждении, причем, согласно оценочным гидравлическим расчетам при удельном расходе конденсата $V_{цк} \geq 6$ л/нм³ пропускная способность ПГХ может достигать величины порядка 40 тыс. нм³/час (в пересчете на сухой газ).

4. Разработана методика теплотехнического расчета II ступени охлаждения газа (трубчатые секции ПГХ) и выполнены расчеты при значении $V_{цк} = 6$ л/нм³, которыми установлено, что для обеспечения пропускной способности по сухому газу на уровне $V_{го} \approx 40000$ нм³/час разность температур (Δt_c) газа и конденсата после I ступени должна быть не более 1,4 °С, а величина суммарного термического сопротивления (R_3) загрязнений снаружи и внутри трубчатки не должна превышать $1,2 \cdot 10^{-3}$ м²·час·град/ккал. При этом необходимо изменение схемы подачи охлаждающей воды в секции трубчатки для обеспечения скорости воды в трубчатке на уровне 1,56 м/с при ее расходе около 2100 м³/час.

5. Для опытно-промышленных испытаний и последующей реализации двухступенчатого охлаждения газа в ПГХ разработана конструкция дополнительных узлов ПГХ,

обеспечивающих контактирование газа и конденсата в верхней части ПГХ (на I ступени) и каплеотбой в нижней его части (на выходе из II ступени);

6. Ожидаемым эффектом от внедрения новых технических решений является сокращение количества технологической аппаратуры (в том числе ПГХ) и снижение содержания смолистых примесей и нафталина в газе после первичного охлаждения.

Библиографический список

1. Михайлов Н.Ф., Шустиков В.И., Назаров В.Г. Совершенствование действующей технологии улавливания и переработки химических продуктов коксования // Кокс и химия. – 1987. – №11. – С. 46-49.

2. Вишивцев В.Г., Назаров В.Г., Галашев Р.Г. Очистка коксового газа от нафталина и тумана смолы в низконапорных форсуночных скрубберах Вентури // Кокс и химия. – 1986. – №3. – С. 33 – 37.

3. Белонощенко В.П., Ковалев Е.Т., Питюлин И.Н. и др. Экспериментально-расчетная проработка нового режима охлаждения газа в холодильниках с горизонтальной трубчаткой // Углехимический журнал. – 2007. – №6. – С. 35-46.

4. Справочник химика, т.V, М., Л.: Химия, 1966. – 976 с.

Рукопись поступила в редакцию 07.11.2008