

УДК 621.6.036

МОДЕЛИРОВАНИЕ ИСПАРИТЕЛЬНОГО ТРУБОПРОВОДНОГО ЗМЕЕВИКА СЖИЖЕННОГО УГЛЕВОДОРОДНОГО ГАЗА С МАКСИМАЛЬНО ВОЗМОЖНОЙ ИНТЕНСИВНОСТЬЮ ВНУТРЕННЕГО ТЕПЛООБМЕНА

Усачев А.П., Рулев А.В.

*Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю.А.,
г. Саратов, e-mail: nautech@inbox.ru*

Аннотация. *Приведены результаты исследований по разработке технических решений, обеспечивающих максимально возможную интенсивность внутреннего теплообмена в системе «внутренняя поверхность испарительного устройства - сжиженный углеводородный газ (СУГ)» и, как следствие, минимальную металлоемкость при ограничении пульсаций кипящих пропан-бутановых смесей СУГ. Предложены зависимости по определению расчетных параметров двухступенчатого испарительного змеевика, выполненного из труб разных диаметров. На основе предложенных зависимостей запроектированы и изготовлены двухступенчатые испарительные трубопроводы, обеспечивающие увеличение коэффициента теплоотдачи от внутренней поверхности испарительного трубопровода к СУГ на 34,5 %.*

Ключевые слова: *моделирование, испарительный трубопроводный змеевик, сжиженный углеводородный газ, максимально возможная интенсивность внутреннего теплообмена*

Проведенные в [1] исследования внутреннего теплообмена позволяют определить коэффициент теплоотдачи в системе «внутренняя поверхность - сжиженный углеводородный газ» (СУГ), а также позволяют вычислить поверхность проточного испарительного трубного змеевика (ИТЗ) пропан-бутановых смесей, что создает реальные предпосылки для разработки его конструкции.

В основу системного подхода при разработке испарительного устройства СУГ с максимально возможной интенсивностью внутреннего теплообмена положены методические положения, изложенные в [2] и заключающиеся в:

- выявлении цели разработки;
- выявлении и анализе параметров, оказывающих влияние на металлоемкость;
- составлении целевой функции;
- разработке модели устройства с максимально возможной интенсивностью внутреннего теплообмена.

Целью разработки является увеличение коэффициента теплоотдачи в системе «внутренняя поверхность испарительного устройства - сжиженный углеводородный газ» и разработка модели испарительного устройства СУГ с максимально возможной интенсивностью теплообмена.

Проведенный анализ показал, что существенное влияние на коэффициент теплоотдачи $\alpha_{СУГ}$ оказывают смеси из двух и более углеводородов [3], режимы течения парожидкостной смеси СУГ [4], высокие удельные тепловые потоки теплоносителя [5], амплитуды колебания величины давления $\pm \Delta P$, обусловленного высоким значением объемного показателя перехода жидкой фазы в паровую [6].

Существующие проблемы, которые явились предпосылкой для проведения данных исследований, заключаются в следующем. При обосновании и разработке испарительного трубного змеевика с максимально возможной интенсивностью теплообмена важным вопросом является выбор расчетных геометрических параметров, обеспечивающих устойчивые режимы испарения и допустимые величины колебаний давления потока $\pm \Delta P_{м.д.}$.

При испарении парожидкостной смеси СУГ внутри трубного змеевика возникает два явления, которые необходимо учитывать при моделировании ИТЗ. С одной стороны, при заданной расчетной паропроизводительности чем меньше внутренний диаметр ИТЗ, тем при меньшей степени сухости X осуществляется выход на кольцевой режим течения, когда среднеинтегральная интенсивность теплообмена по длине ИТЗ является максимальной, а поверхность и металлоемкость являются минимальными. С другой стороны, при движении испаряющейся парожидкостной смеси, с ростом степени сухости и увеличением скорости, возникают пульсации давления потока и вибрации в испарительном устройстве СУГ.

Пульсация давления и вибрация испарителя являются нежелательными и могут привести к возникновению аварийных ситуаций и отказам ИТЗ. Так, пульсации давления, особенно в узле снижения давления паровой фазы, и в газогорелочных устройствах потребителя, приводят к недопустимой неравномерности регулирования давления и срабатыванию предохранительно-запорного клапана, и, как следствие, к прекращению газоэнергоснабжения.

В работе [7] установлено, что величина максимально допустимой пульсации давления газа, не приводящая к срабатыванию предохранительно-запорного клапана, составляет ± 500 даПа.

Особенно сильные колебания давления в испарительных трубных устройствах имеют место при низких давлениях в резервуаре и испарителе. Так в зимний период времени при избыточном давлении в процессе испарения 0,1 МПа скорость паровой фазы на выходе из испарителя в 145 раз превышает скорость жидкой фазы на входе. Высокий уровень пульсаций давления и вибрации в парогенерирующих и испарительных установках, вызванные неравномерным полем скоростей и давлений парожидкостного потока по длине ИТЗ, приводит к ослаблению и разгерметизации резьбовых, цапковых, фланцевых и сварных соединений, и требует виброустойчивого исполнения.

В существующей практике испарения жидкостей внутри испарительных трубных змеевиков постоянного внутреннего диаметра снижение величины пуль-

саций давления достигается за счет внезапного расширения кипящего потока [3], как правило, с помощью установки ресиверов [6] на выходе из ИТЗ. Так, в результате предварительных испытаний опытного испарительного змеевика, выполненного из трубы постоянного внутреннего диаметра 0,015 м, паропроизводительностью 100 кг/ч, пульсации давления снижаются до максимально-допустимых значений ± 500 даПа только при установке ресивера из трубы 159×4,5 мм высотой 270 мм. металлоемкость ресивера в этом случае, становится соизмеримой с массой всего испарительного змеевика. Кроме этого требуется дополнительный объем для размещения ресивера в шкафу, что еще более увеличивает металло- и капиталоемкость изделия.

С целью ограничения величины пульсаций давления до максимально допустимого значения, при обеспечении максимально возможной интенсивности теплообмена, разработан и изготовлен двухступенчатый испарительный трубный змеевик, показанный на рис. 1 [7].



Рис. 1. Общий вид двухступенчатого испарительного трубного змеевика СУГ:

- 1 – двухступенчатый испарительный трубный змеевик;
 - 2 – участок меньшего диаметра (d_m) трубопровода 1;
 - 3 – место перехода участка 2 в участок 4 на испарительном трубопроводе 1;
 - 4 – участок большего диаметра (d_o) трубопровода 1;
- $L_{пер}$ – длина от начала трубного испарительного устройства СУГ до места перехода участка меньшего диаметра (d_m) в участок большего диаметра (d_o), определяемая по формуле (1)

Двухступенчатый испарительный трубный змеевик состоит из двух участков разного диаметра (рис. 1) с переходом участка меньшего диаметра d_m в участок большего диаметра d_b в месте, удаленном от места входа испарительного трубопровода меньшего диаметра на длину $L_{пер}$:

$$L_{пер} = \frac{G \cdot (X_{рас.зр.} - X_{рас.н.})}{\pi \cdot d \cdot k_{рас}(\alpha_{рас})} \left(r_{з.рас.ср} \int_{t_{з.н.рас}}^{t_{з.к.рас}} \frac{dX}{t_m - t_2} dt + c_{з.рас.ср} \int_{t_{з.н.рас}}^{t_{з.к.рас}} \frac{dt_2}{t_m - t_2} dt \right) +$$

$$+ \frac{G \cdot (X_{вол.зр.} - X_{вол.н.})}{\pi \cdot d \cdot k_{вол}(\alpha_{вол})} \left(r_{з.вол.ср} \int_{t_{з.н.вол}}^{t_{з.к.вол}} \frac{dX}{t_m - t_2} dt + c_{з.вол.ср} \int_{t_{з.н.вол}}^{t_{з.к.вол}} \frac{dt_2}{t_m - t_2} dt \right) +$$

$$+ \frac{G \cdot (X_{пер}(\Delta P_{м.д.}) - X_{кол.н.})}{\pi \cdot d \cdot k_{кол.пер}(\alpha_{кол.пер})} \left(r_{з.кол.ср} \int_{t_{з.н.кол}}^{t_{з.пер.кол}} \frac{dX}{t_m - t_2} dt + c_{з.кол.ср} \int_{t_{з.н.кол}}^{t_{з.пер.кол}} \frac{dt_2}{t_m - t_2} dt \right), \quad (1)$$

где d – внутренний диаметр проточного трубного испарителя, м; $X_{рас.зр.}$, $X_{вол.зр.}$ – граничные значения степени сухости парожидкостной смеси пропан-бутан, при котором наблюдается переход расслоенного в волновой и волнового в кольцевой режим течения, в долях от единицы; $X_{рас.н.}$, $X_{вол.н.}$, $X_{кол.н.}$ – начальные значения степени сухости на участках с расслоенным, волновым и кольцевым режимами течения, в долях от единицы; G – общий расчетный расход парожидкостной смеси СУГ, испаряемой в интервале изменения степени сухости от $X=0$ до $X=1$, кг/ч; $X_{пер}(\Delta P_{м.д.})$ – степень сухости, соответствующая максимально допустимому значению пульсации давления, в месте перехода диаметров; $k(\alpha_{рас})$, $k(\alpha_{вол})$ – коэффициент теплопередачи как функция от коэффициента теплоотдачи, характерного соответственно для расслоенного и волнового режимов течения, Вт/(м²·К); $k_{кол.пер}(\alpha_{кол.пер})$ – коэффициент теплопередачи, как функция от коэффициента теплоотдачи $\alpha_{кол.пер}$, характерного для кольцевого режима течения в месте перехода диаметров, Вт/(м²·К); t_m – температура теплоносителя, °С; t_2 – температура парожидкостной смеси пропан-бутан, полностью выкипающей в интервале температур от $t_1=t_{з.н.}$ до $t_3=t_{з.к.}$, °С, определяемых согласно [8]; $t_{з.н.рас}$, $t_{з.н.вол}$, $t_{з.н.кол}$, $t_{з.к.рас}$, $t_{з.к.вол}$, $t_{з.к.кол}$ – начальная и конечная температуры кипящей парожидкостной смеси пропан-бутан на участках соответственно с расслоенным, волновым и кольцевым режимами течения в проточном трубном змеевике при соответствующем паросодержании X , °С, определяемых согласно [8]; $r_{з.рас.ср}$, $r_{з.вол.ср}$, $r_{з.кол.ср}$, $c_{з.рас.ср}$, $c_{з.вол.ср}$, $c_{з.кол.ср}$ – средние значения скрытой теплоты парообразования и теплоемкости пропан-бутановой смеси в интервалах ее выкипания соответственно с расслоенным, волновым и кольцевым режимами течения, кДж/кг.

При достижении длины, равной $L_{пер}$, осредненная величина колебаний давления в испарительном трубопроводе и трубопроводе паровой фазы, становится

равной величине максимально допустимых колебаний давления и не приводит к срабатыванию предохранительно-запорного клапана.

С целью выявления интенсивности теплообмена α при кипении пропан-бутановых смесей в зависимости от степени сухости для двухступенчатого проточного трубного испарителя с диаметрами: $d_m=0,015$ м и $d_o=0,021$ м, были проведены соответствующие расчеты.

Результаты расчетов приведены на рис. 2. Из графика видно, что коэффициент теплоотдачи двухступенчатого проточного трубного испарителя резко изменяется в зависимости от режима течения.

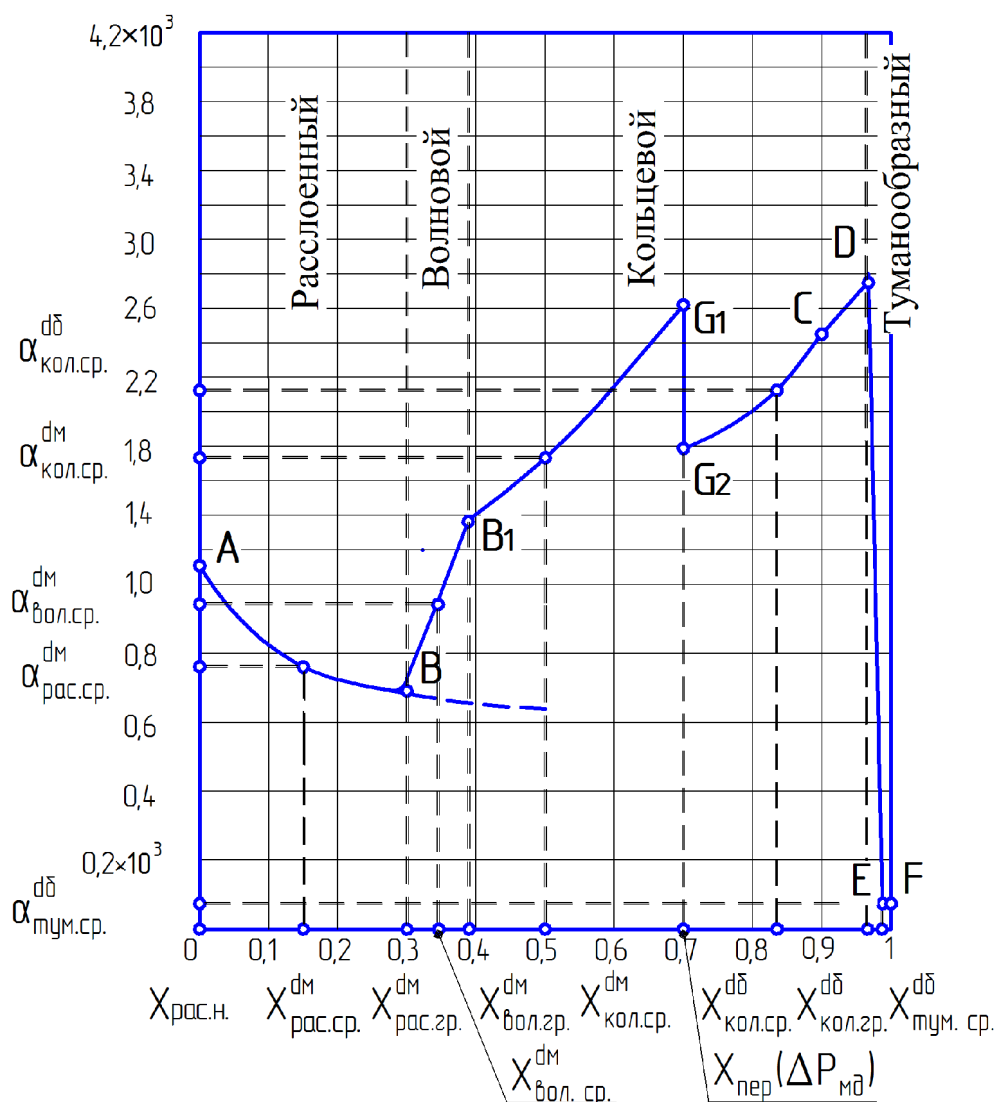


Рис. 2. Зависимость α от X для парожидкостной пропан-бутановой смеси при $\varphi^{жк} = 50$ мол. % для двухступенчатого змеевика $d_m = 0,015$ м; $d_o = 0,021$ м

На участках АВ и В₁G₁, целиком охватывающих первую ступень проточного трубного испарителя $d_m = 0,015$ м, характер изменения и численные значения α

сохраняются такими же, как и для одноступенчатого проточного трубного испарителя. В частности, на линии B_1G_1 имеет место развитие кольцевого режима течения, с адекватным возрастанием α до величины $\alpha_{G1} = 2620,5$ Вт/(м²·К) в точке G_1 . Однако, переход с первой ступени $d_m = 0,015$ м на вторую $d_6 = 0,021$ м сопровождается скачкообразным уменьшением α до значения $\alpha_{G2} = 1788,5$ Вт/(м²·К), вследствие увеличения проходного сечения испарительного устройства и снижения скорости парожидкостной смеси.

Установлено, что величина $X_{пер}(\Delta P_{м.д.})|_{\Delta P_{м.д.}=500 \text{ даПа}}$, определяемая согласно [7], обеспечивает максимально возможную величину коэффициентов теплопередачи и теплоотдачи (рис. 2).

С учетом полученных результатов, предлагается в диапазоне изменения расхода: $30 < G < 100$ кг/ч, испарительный змеевик выполнять двухступенчатым из двух следующих диаметров труб: $d_m = 15$ мм; $d_6 = 21$ мм.

Зная:

– коэффициенты теплоотдачи на соответствующих участках АВ и B_1G_1 (рис. 2) для первой ступени испарителя;

– коэффициенты теплоотдачи на соответствующих участках G_2D и DF (рис. 2) для второй ступени испарителя,

можно определить величину среднеинтегрального коэффициента теплоотдачи для двухступенчатого испарителя СУГ.

Среднеинтегральное значение коэффициента теплоотдачи двухступенчатого испарительного устройства пропан-бутановых смесей СУГ, при котором достигается максимально возможная интенсивность теплообмена, в условиях ограничения пульсаций давления (не более 500 даПа), определяется по формуле:

$$\alpha_{ср.инт.}^{max.дв.} = \frac{\alpha_{рас.}^{d_m} \cdot F_{рас.}^{d_m} + \alpha_{вол.}^{d_m} \cdot F_{вол.}^{d_m} + \alpha_{кол.}^{d_m} \cdot F_{кол.}^{d_m} + \alpha_{кол.}^{d_6} \cdot F_{кол.}^{d_6} + \alpha_{тум.}^{d_6} \cdot F_{тум.}^{d_6}}{F_{рас.}^{d_m} + F_{вол.}^{d_m} + F_{кол.}^{d_m} + F_{кол.}^{d_6} + F_{тум.}^{d_6}}, \quad (2)$$

где $\alpha_{рас.}^{d_m}$, $\alpha_{вол.}^{d_m}$ – коэффициенты теплоотдачи при расслоенном и волновом режимах течения парожидкостной смеси СУГ, характерные для участка меньшего диаметра (d_m), Вт/(м²·К); $\alpha_{кол.}^{d_m}$ – коэффициент теплоотдачи при кольцевом режиме течения парожидкостной смеси СУГ, характерный для участка меньшего диаметра (d_m) до места перехода диаметров, расположенного на расстоянии $L_{пер}$ от начала трубного испарительного устройства СУГ, Вт/(м²·К); $\alpha_{кол.}^{d_6}$ – коэффициент теплоотдачи при кольцевом режиме течения парожидкостной смеси СУГ, характерный для участка большего диаметра (d_6) от места перехода диаметров, Вт/(м²·К); $\alpha_{тум.}^{d_6}$ – коэффициент теплоотдачи при туманообразном режиме течения парожидкостной смеси СУГ, характерный для участка большего диаметра (d_6), Вт/(м²·К); $F_{рас.}^{d_m}$, $F_{вол.}^{d_m}$ – поверхности участков с расслоенным и волновым режимами течения парожидкостной смеси СУГ, характерные для участка меньшего диаметра (d_m), м²; $F_{кол.}^{d_m}$ – поверхность

участка с кольцевым режимом течения парожидкостной смеси СУГ, характерная для участка меньшего диаметра (d_m), до места перехода диаметров, m^2 ; $F_{кол.}^{d\delta}$ – поверхность участка с кольцевым режимом течения парожидкостной смеси СУГ, характерная для участка большего диаметра (d_δ), расположенного за местом перехода диаметров, m^2 ; $F_{тум.}^{d\delta}$ – поверхность участка с туманообразным режимом течения парожидкостной смеси СУГ, характерная для участка большего диаметра (d_δ), m^2 .

Повышение интенсивности теплообмена до максимально возможного значения обеспечивается за счет применения участка меньшего диаметра (d_m), характеризующегося наивысшими величинами коэффициентов теплоотдачи $\alpha_{рас.}^{d_m}$, $\alpha_{вол.}^{d_m}$, $\alpha_{кол.}^{d_m}$, по сравнению с участком большего диаметра (d_δ), при прочих равных параметрах кипения (степень сухости, расход).

Сравнение величин среднеинтегральных коэффициентов теплоотдачи, согласно [9], для одноступенчатого испарителя диаметром d_m , равного $\alpha_{ср.инт.}^{одн.} \cong 955,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ и двухступенчатого испарителя, равного $\alpha_{ср.инт.}^{max.дв.} \cong 1342 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$:

$$\frac{\alpha_{ср.инт.}^{max.дв.} - \alpha_{ср.инт.}^{одн.}}{\alpha_{ср.инт.}^{max.дв.} + \alpha_{ср.инт.}^{одн.}} \cdot 100\% = \frac{1342 - 955,2}{1342 + 955,2} \cdot 100\% = 34,5\% \quad (3)$$

показывает, что интенсивность теплообмена для двухступенчатого будет значительно выше (34,5 %) по сравнению с одноступенчатым испарительным змеевиком. Такое повышение коэффициента теплоотдачи в двухступенчатом испарительном змеевике, обуславливает уменьшение поверхности и металлоемкости испарительного устройства СУГ до своих оптимальных значений, при соблюдении условия ограничения величин пульсаций давления, принятых не более 500 даПа.

Таким образом, в процессе исследований получены следующие результаты.

1. Разработаны новые технические решения по обеспечению максимально возможной интенсивности внутреннего теплообмена в системе «внутренняя поверхность испарительного устройства - сжиженный углеводородный газ» и, как следствие, минимальной металлоемкости при ограничении пульсаций кипящих пропан-бутановых смесей СУГ, защищенные патентом № RU 55087 U1.

2. Предложены зависимости (1), (2) по определению расчетных параметров двухступенчатого испарительного устройства, выполненного из труб разных диаметров.

3. На основе патента разработаны и изготовлены двухступенчатые испарительные трубопроводы, обеспечивающие по сравнению с существующими аналогами увеличение коэффициента теплоотдачи от внутренней поверхности испарительного трубопровода к СУГ на 34,5 %, и, как следствие, уменьшение металлоемкости при максимально допустимых пульсациях давления 500 даПа.

Литература

1. Усачев А.П., Рулев А.В., Фролов А.Ю. Разработка физико-математической модели регазификации пропан-бутановых смесей СУГ в испарительном трубном устройстве // Вестник Саратовского государственного технического университета. 2007. №1 (21). Вып. 1. С. 120 - 125.
2. Свидетельство № 13356 от 27.02.2008. Метод разработки новых технических устройств, способов, веществ с заданным уровнем требований на основе системного подхода / А.П. Усачев, А.Л. Шурайц, А.А. Феоктистов, А.Ю. Фролов, А.В. Рулев. М.: Российское авторское общество, 2008. 10 с.
3. Кутепов А.М., Стерман Л.С., Стюшин Н.Г. Гидродинамика и теплообмен при парообразовании: учеб. пособ. для вузов. М.: Высшая школа, 1977. 352 с.
4. Юсида Х., Ямагучи С. Теплообмен при двухфазном течении фреона 12 в горизонтальных трубах // Достижения в области теплообмена: сб. статей. М.: Мир, 1970. С. 252-272.
5. Преображенский Н.И. Сжиженные газы. Л.: Недра, 1975. 227 с.
6. Теплопередача в двухфазном потоке. Под ред. Д. Баттерворса и Г. Хьюитта; пер. с англ. М.: Энергия, 1980. 328 с.
7. Патент на полезную модель № RU 55087 U1. Испарительное устройство сжиженного углеводородного газа / А.П. Усачев, А.Ю. Фролов, А.В. Рулев, А.А. Феоктистов, Т.А. Усачева. Опубликовано 27.07.2006 г. Бюл. №21. 4 с.
8. Курицын Б.Н., Усачев А.П., Богданов В.П. Исследование температурных условий при кипении и конденсации сжиженных углеводородных газов в проточных системах // Использование газа в народном хозяйстве: Сб. статей. Саратов: СГУ, 1974. Вып. XI. С. 304 - 310.
9. Усачев А.П., Рулев А.В., Усачева Т.А. Зависимости по определению геометрических и эксплуатационных параметров двухступенчатых испарительных устройств СУГ // Научно-технические проблемы совершенствования и развития систем газознергоснабжения: сб. науч. трудов. Саратов: СГТУ, 2007. С. 117 - 124.
10. Рулев А.В. Разработка модели испарительного трубопроводного устройства СУГ с максимальной интенсивностью внутреннего теплообмена в системе «внутренняя поверхность испарительного устройства - сжиженный углеводородный газ» на основе системного подхода // Научно-технические проблемы совершенствования и развития систем газознергоснабжения: сб. науч. трудов. Саратов: СГТУ, 2010. С. 87 - 102.

**SIMULATION OF PIPELINE EVAPORATIVE COIL
LIQUEFIED PETROLEUM GAS
AS POSSIBLE INTENSE INTERNAL HEAT TRANSFER**

A.P. Usachev, A.V. Rulev

*Saratov State Technical University named after Yuri Gagarin, Saratov, Russia
e-mail: nautech@inbox.ru*

Abstract. *The results of development technical solutions ensuring highest possible intensity of internal heat transfer in "inner surface of the evaporation device - liquefied petroleum gas (LPG)" and a consequence, minimum metal content while limiting fluctuations boiling propane-butane LPG. The dependencies on determination design parameters of two-stage evaporative coil, made pipes various diameters are offered. On basis the proposed relationships are designed and manufactured two-stage evaporative pipelines, which increases heat transfer coefficient from inner surface evaporation pipeline to LPG at 34.5 %.*

Keywords: *modeling, evaporative pipeline coil, liquefied petroleum gas, maximum possible intense internal heat transfer*

References

1. Usachev A.P., Rulev A.V., Frolov A.Yu. Razrabotka fiziko-matematicheskoi modeli regazifikatsii propan-butanovykh smesei SUG v isparitel'nom trubnom ustroistve (Development of physical and mathematical model of evaporation process propane and butane mixes LPG at the evaporation trumpet device) *Vestnik Saratovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2007, Issue 1 (21), pp. 120 - 125.
2. Certificate № 13356 of 27.02.2008. Metod razrabotki novykh tekhnicheskikh ustroystv, sposobov, veshchestv s zadannym urovnem trebovaniia na osnove sistemnogo podkhoda (The method of developing new technical devices, methods, substances with a given level of requirements on the basis of a systematic approach) / A.P. Usachev, A.L. Shurait, A.A. Feoktistov, A.Yu. Frolov, A.V. Rulev. Moscow, Rossiiskoe avtorskoe obshchestvo, 2008. 10 p.
3. Kutepov A.M., Sterman L.S., Styushin N.G. *Gidrodinamika i teploobmen pri paroobrazovanii: ucheb. posob. dlya vuzov* (Fluid dynamics and heat transfer in evaporation. Textbook). Moscow, Vysshaya shkola, 1977. 352 p.
4. Yusida Kh., Yamaguchi S. *Teploobmen pri dvukhfaznom techenii freona 12 v gorizontaľnykh trubakh* (Heat transfer in two-phase flow of Freon 12 in horizontal tubes) in *Dostizheniya v oblasti teploobmena: (Advances in heat transfer)*. Moscow, Mir, 1970. pp. 252 - 272.
5. Preobrazhenskii N.I. *Szhizhennye gazy* (Liquefied gases). Leningrad, Nedra, 1975. 227 p.

6. Teploperedacha v dvukhfaznom potoke. Moscow, Energiya, 1980. 328 p. (Transl. from: Two-phase flow and heat transfer. Ed. by D. Butterworth and G.F. Hewitt, Oxford University Press, 1977.).

7. Utility model patent № RU 55087 U1. Evaporative device LPG / A.P. Usachev, A.Yu. Frolov, A.V. Rulev, A.A. Feoktistov, T.A. Usacheva. Publ. 27.07.2006.

8. Kuritsyn B.N, Usachev A.P., Bogdanov V.P. Issledovanie temperaturnykh uslovii pri kipenii i kondensatsii szhizhennykh uglevodorodnykh gazov v protochnykh sistemakh (The study of temperature conditions during boiling and condensation of liquefied petroleum gas in flow-through systems) in *Ispol'zovanie gaza v narodnom khozyaistve: Sb. statei (The use of gas in the national economy: Collection of articles)*, Saratov, SGU, 1974. Issue XI, pp. 304 - 310.

9. Usachev A.P., Rulev A.V., Usacheva T.A. Zavisimosti po opredeleniyu geometricheskikh i ekspluatatsionnykh parametrov dvukhstupenchatykh isparitel'nykh ustroystv SUG (Dependencies on determination of geometrical and operational parameters of two-stage evaporative units of LPG) in *Nauchno-tekhnicheskie problemy sovershenst-vovaniya i razvitiya sistem gazoenergосnabzheniya: sb. nauch. trudov (Scientific and technical problems of improvement and development of gas supply systems: collection of scientific papers)*, Saratov, SGTU, 2007. PP. 117 - 124.

10. Rulev A.V. Razrabotka modeli isparitel'nogo truboprovodnogo ustroystva SUG s maksimal'noi intensivnost'yu vnutrennego teploobmena v sisteme «vnutrennyaya poverkhnost' isparitel'nogo ustroystva - szhizhennyi uglevodorodnyi gaz» na osnove sistemnogo podkhoda (Developing a model of evaporative pipeline device LPG with a maximum intensity of internal heat in the "inner surface of the evaporation device-liquefied petroleum gas" on the basis of a system approach) in *Nauchno-tekhnicheskie problemy sovershenst-vovaniya i razvitiya sistem gazoenergосnabzheniya: sb. nauch. trudov (Scientific and technical problems of improvement and development of gas supply systems: collection of scientific papers)*, Saratov, SGTU, 2010. PP. 87 - 102.