

МОДЕЛИРОВАНИЕ И ОПТИМИЗАЦИЯ ТЕПЛООБМЕНА В КРИОГЕННЫХ ГАЗИФИКАТОРАХ НА ПРИМЕРЕ ГАЗИФИКАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ СГУ-7КМ-У

С.В. Бородкин¹, И.Л. Батаронов², А.В. Иванов¹, В.И. Рязских²

¹ Военный учебно-научный центр Военно-воздушных сил «Военно-воздушная академия имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина», г. Воронеж, Россия,

² Воронежский государственный технический университет, г. Воронеж, Россия

На основе экспериментальных данных по газификации кислорода на установке СГУ-7КМ-У выполнена идентификация дифференциальной параметрической модели теплообмена в газификаторах закрытого типа. По результатам опорных опытов идентифицированы внешние параметры – мощность нагревателя, теплоемкость испарителя и производительность насоса. Внутренние параметры модели – числовые множители при коэффициентах теплоотдачи в кислороде, теплоносителе и окружающей среде – идентифицированы методом пассивной стратегии. Разработаны методики оптимизации работы газификатора по достижению заданного диапазона выходной температуры в стационарном и нестационарном режимах работы. Методики апробированы на примере газификационной установки СГУ-7КМ-У.

Ключевые слова: криогенные газификаторы, оптимизация теплообмена, сверхкритические флюиды, параметрическая идентификация модели.

Введение

Различные отрасли промышленности в настоящее время широко применяют криогенные продукты, к таким отраслям относятся: энергетика, медицина, металлургия, машиностроение, авиация и ракетно-космическая техника, химическая промышленность и другие. Наиболее широко применяются такие криогенные продукты, как: кислород, азот, аргон, водород, неон и гелий.

Промышленные масштабы использования жидких криогенных продуктов обусловили необходимость создания систем для хранения и выдачи продуктов потребителям с требуемыми выходными параметрами газа [1], однако процесс газификации является энергозатратным и довольно продолжительным по времени, что говорит о необходимости оптимизации газификационных установок.

Традиционные методы расчета теплообмена в таких газификаторах, основанные на интегральном уравнении баланса энергии [2–4], оказываются недостаточными для расчета эффективных газификаторов, так как при этом не учитываются особенности теплопередачи в сверхкритических флюидах (СКФ). В связи с этим в последнее время активно развиваются различные дифференциальные и разностные модели теплообмена в газификаторах [5–9]. Однако эти модели в основном ориентированы на газификаторы открытого типа, использующие в качестве теплоносителя окружающую среду. Такие конструкции, пригодные для газификации, например природных сжиженных газов, не подходят для задач промышленности, требующих стабильности работы в произвольных погодных условиях. Поэтому применяются газификаторы закрытого типа, использующие авто-

номные теплоносители с собственными нагревателями. Таким образом, имеется актуальная задача в разработке адекватной математической модели теплообмена в таких газификационных установках, позволяющей осуществлять расчет и оптимизацию газификаторов в соответствии с необходимыми параметрами газификации.

Результаты натурного эксперимента на газификационной установке СГУ-7КМ-У

С целью исследования процесса теплообмена и идентификации математической модели, представленной далее, был проведен эксперимент на газификаторе СГУ-7КМ-У [10]. В качестве потребителя использовалась унифицированная газозарядная станция УГЗС.М-КР [11].

В ходе проведения эксперимента была произведена серия зарядок потребителя с изменением производительности насоса газификатора в диапазоне 0,08–0,13 кг/с, в том числе в условиях теплоизоляции кожуха испарителя от внешней среды.

При каждом цикле зарядки начальное давление в группе потребителя было 5 МПа, зарядка заканчивалась по достижении давления 25 МПа. Испаритель нагревался до отключения управляемой секции электронагревателей при 63 °С, повторное включение происходило автоматически при снижении температуры воды в испарителе до 57 °С. Показатели давлений и температур фиксировались каждые 2 мин.

Все измерения производились штатными средствами измерения, установленными на СГУ-7КМ-У и УГЗС.М-КР. К ним относятся:

- давление в испарителе;
- давление в потребителе P ;

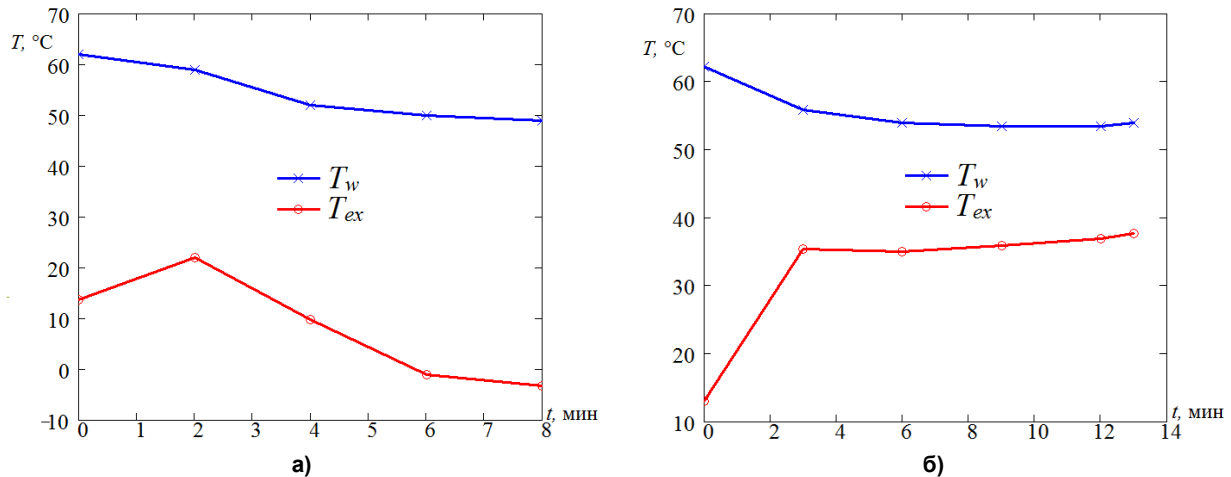


Рис. 1. Изменение во времени температуры ГА кислорода и температуры теплоносителя при заправке одной группы из 6 баллонов по 40 л с производительностью: а) 0,13 кг/с, б) 0,08 кг/с с одной управляемой секцией нагревателей мощностью 28,35 кВт

– температура теплоносителя T_w ;
– температура газифицируемого агента (ГА) на выходе из испарителя T_{ex} .

Некоторые из полученных результатов представлены на рис. 1.

Немонотонный начальный участок изменения температуры ГА на рис. 1 связан с переходным режимом при включении установки и в дальнейшем не учитывался.

Параметрическая идентификация математической модели теплообмена в газификационной установке на основе экспериментальных данных

Математическая модель теплообмена в газификационной установке рассматриваемого типа включает в себя:

– одномерное уравнение переноса энергии в трубке с ГА

$$M_1 c_p(T, P) \frac{dT}{dx} = \frac{T_w - T}{R_t(T, T_w, d(x), P)}; \quad (1)$$

– уравнение баланса энергии в теплоносителе

$$C_0 \frac{dT_w}{dt} = P_w - [h(T_{ex}(t), P) - h(T_{in}, P)] M_1 - S_g \alpha_g (T_w - T_g); \quad (2)$$

– уравнение теплового сопротивления для многослойной трубки (с учетом слоя обледенения толщиной d)

$$R_t = \frac{1}{\pi D_1 \alpha_1(T, P)} + \frac{1}{\pi (D_2 + 2d) \alpha_0(T_w)} + \frac{1}{2\pi \lambda_t} \ln \left(\frac{D_2}{D_1} \right) + \frac{1}{2\pi \lambda_s} \ln \left(1 + \frac{2d}{D_2} \right); \quad (3)$$

– уравнение для давления ГА

$$P = P_0 + (P_1 - P_0) t / t_1.$$

Здесь $T(x|t)$ – среднемассовая температура ГА вдоль трубки теплообменника, параметрически

зависящая от времени; T_{ex} – выходная температура ГА; T_{in} – входная температура ГА; T_w – рабочая температура теплоносителя, предполагаемая фиксированной за счет авторегулирующей функции нагревателя (режим А, левая часть уравнения (2) обращается в нуль) или зависящая от времени $T_w(t)$ при достижении максимальной мощности нагревателя (режим Б); T_g – температура среды, в которой находится теплообменник; M_1 – массовая производительность насоса газификатора, кг/с; c_p – удельная изобарная теплоемкость ГА; C_0 – теплоемкость теплоносителя; h – удельная энтальпия ГА; α_0 – коэффициент теплоотдачи от змеевика в теплоноситель; α_1 – коэффициент теплоотдачи от ГА в стенку змеевика; λ_t – коэффициент теплопроводности материала трубки, принимаемый для рассматриваемых температурных условий постоянным; λ_s – коэффициент теплопроводности кристаллизованной формы теплоносителя, также принимаемый постоянным, так как эта форма фактически находится в узком диапазоне температур; D_1 и D_2 – внутренний и внешний диаметры трубки; α_g – коэффициент теплоотдачи от теплоносителя в окружающую среду; S_g – площадь поверхности теплообмена с окружающей средой; P_w – мощность нагревателя; P_0, P_1 – начальное и конечное давления ГА в испарителе; t_1 – длительность цикла газификации.

Коэффициент теплоотдачи в ГА принимаем в виде

$$\alpha_1(T) = k_a \text{Nu}_1(T) \frac{\lambda_1(T)}{D_1}, \quad (4)$$

где λ_1 – коэффициент теплопроводности кислорода при температуре T ; Nu_1 – число Нуссельта в потоке ГА, принимаемое по результатам расчетов работы [12]; k_a – корректирующий коэффициент для рассматриваемой установки.

Коэффициент теплоотдачи в теплоносителе берем для режима теплоотдачи через прослойку

при турбулентной термогравитационной свободной конвекции [3, 4]:

$$\alpha_0(T_w) = k_w \text{Ra}^{1/3} (\Delta T) \frac{\lambda_0(T_w)}{D_2 + d}. \quad (5)$$

Здесь Ra – число Релея, зависящее от характеристической разности температур в теплоносителе ΔT ; λ_0 – коэффициент теплопроводности теплоносителя; k_w – второй корректирующий коэффициент для рассматриваемой установки.

Наконец, коэффициент теплоотдачи в окружающую среду

$$\alpha_g = k_g \left(\frac{1}{\alpha_m} + \frac{h_k}{\lambda_k} \right)^{-1}. \quad (6)$$

где α_m – коэффициент теплоотдачи в окружающую среду; h_k – толщина стенки кожуха теплообменника; λ_k – коэффициент теплопроводности материала стенки кожуха, коэффициент теплоотдачи в окружающую среду принимается для режима свободной конвекции с ламинарным пограничным слоем [3, 4]

$$\alpha_m(\Delta T_g) = k_g \frac{\lambda_g(T_g)}{H_k} \text{Ra}_m^{1/4} (\Delta T_g), \quad (7)$$

λ_g – коэффициент теплопроводности окружающей среды (воздуха); H_k – высота боковой стенки кожуха; Ra_m – число Релея в окружающей среде, характеристическая разность температур с окружающей средой принимается в виде $\Delta T_g = T_w - T_g$; k_g – третий корректирующий коэффициент.

Корректирующие коэффициенты k_a, k_w, k_g модели должны быть найдены по соответствию рассчитанных результатов температур ГА и теплоносителя с опорными экспериментальными данными для конкретной установки, то есть методом параметрической идентификации.

Идентификации подлежат три внешних параметра и три параметра модели. Внешними параметрами являются:

- производительность насоса;
- мощность нагревателя;
- теплоемкость испарителя.

Хотя первые два параметра могут определяться паспортными данными, но для конкретной установки возможны отклонения значений.

Идентифицируемыми параметрами модели являются коэффициенты k_a, k_w, k_g .

Идентифицируем вначале внешние параметры СГУ, фактически имевшие место в экспериментальных условиях. В стационарном режиме работы СГУ (рис. 1б) по уравнению (2) непосредственно определяется массовая производительность насоса, которая для данных рис. 1б составляет $M = 0,08$ кг/с. Это значение согласуется с измеренным временем наполнения потребителя. Максимальная производительность насоса, согласно задаваемой величине хода поршня, больше получен-

ного значения в 1,6 раза и составляет 0,13 кг/с, что согласуется с паспортным значением.

Для определения мощности нагревателя фиксировался расход электроэнергии в режиме работы без отключения нагрева. За время $t = 8$ мин расход составил $J = 3,78$ кВт-час, тогда $P_w = 28,35$ кВт совпадает с паспортными данными СГУ.

Для определения теплоемкости испарителя используем время t_h предварительного нагрева испарителя без прокачки ГА в условиях теплоизоляции внешней поверхности. В таком режиме согласно (2) температура теплоносителя изменяется со временем линейно, так что $C_0 = P_w t_h / (T_f - T_i)$, где T_i, T_f – начальная и конечная температуры теплоносителя. Из экспериментальных данных по нагреву испарителя получено $T_i = 280$ К, $T_f = 333$ К, $t_h = 14,5$ мин, тогда находим, что $C_0 = 490$ кДж/К.

Для определения множителей k_a, k_w, k_g коэффициентов теплоотдачи при параметрической идентификации модели использовался алгоритм пассивной стратегии.

Эксперимент показал слабое влияние теплоотдачи в окружающую среду на кинетику процесса газификации, поэтому коэффициент k_g с достаточной для практики точностью можно определить интегрально. Для этого заметим, что установка теплоизоляции испарителя привела к повышению выходной температуры на 2 К, что при производительности 0,13 кг/с соответствует увеличению теплового потока на 203 Вт. Расчет теплового потока в окружающую среду с использованием соотношений (6), (7) при имевшей место средней разности температур теплоносителя и окружающей среды 40 К дает значение 157 Вт, откуда следует значение $k_g = 1,3$.

Коэффициенты k_a, k_w далее подбирались путем их варьирования и последующего расчета по модели (1)–(7) до достижения удовлетворительного согласия с экспериментальными данными предыдущего раздела, в том числе по наличию и величине обледенения трубки испарителя. В результате получены значения $k_a = 0,712$, $k_w = 0,05$, что окончательно определяет идентифицированную модель, соответствующую данному варианту исполнения газификатора СГУ-7КМ-У.

Методика оптимизации режимов работы газификационной установки

С использованием идентифицированной модели далее организуется процедура выбора оптимальных режимов работы установки. Следует различать два типа режимов.

1. Стационарный режим.

В этом режиме должно быть обеспечено длительное функционирование установки без временного ухода ее выходных характеристик, которые должны находиться в заданном допустимом интервале. Поэтому моделирование рабо-

ты установки здесь должно производиться в режиме А.

В предложенной модели имеется пять параметров, определяющих работу газификационной установки:

- мощность нагревателя P_w ;
- массовая производительность M ;
- давление ГА P ;
- температура теплоносителя T_w ;
- выходная температура ГА T_{ex} .

Первые два из них заданы конструктивно и могут регулироваться лишь ступенчато, с большим шагом. Поэтому они рассматриваются как настраиваемые параметры. Вторые два допускают плавную регулировку и могут рассматриваться как управляющие параметры. Последний параметр является управляемым через установки значений первых четырех параметров, но именно по его величине следует оптимизировать работу установки. Предполагается, что этот параметр должен принимать значения из заданного диапазона.

Параметры, вообще говоря, не являются независимыми. Они связаны условиями и закономерностями тепломассообмена в газификационной установке. Так, все параметры связаны уравнением интегрального баланса энергии (2). Они также связаны решением задачи теплообмена в рамках используемой модели. В результате остается только три независимых параметра. Но массовая производительность насоса устанавливается дискретно перед включением установки и фактически не регулируется. Достаточно легко управляемыми остаются только два параметра:

- давление ГА P ;
- температура теплоносителя T_w .

Поэтому в дальнейшем рассматриваем зависимость выходного параметра – температуры ГА на выходе – только от этих переменных.

Следует отметить, что при заданной температуре T_w мощность нагревателя является регулируемой системой автоматического поддержания температуры, но ограничена максимальным значением мощности установленных нагревателей, поэтому выступает в качестве ограничения в задаче оптимизации.

Также массовая производительность M должна выбираться до определения оптимальных условий из требования их достижимости.

В результате получаем следующую методику определения диапазона оптимальных режимов работы установки в стационарном режиме.

1. Из уравнения баланса энергии, записанного в форме

$$M = \frac{P_w - S_g \alpha_g (T_w - T_g)}{h(T_{ex}, P) - h(T_{in}, P)}, \quad (8)$$

для максимальной мощности, давления и температуры теплоносителя рассчитываем предельное значение $M_{пр}$ массовой производительности.

2. Выбираем конструктивно допустимое наибольшее значение производительности насоса M , меньшее $M_{пр}$.

3. Для предварительно заданного набора значений (P_i, T_{wj}) давления ГА и температуры теплоносителя по идентифицированной модели рассчитываем таблицы значений ($T_{ex,i,j}$) и ($P_{w,i,j}$). Обычно достаточно трех значений каждой переменной. Диапазон давлений устанавливаем по предельно допустимым значениям, диапазон температур – на основе предварительного оценочного расчета.

4. По полученным данным строим множественные параболические регрессии $T_w(P, T_{ex})$ и $P_w(T_w, P)$.

5. Определяем границы допустимой области параметров уравнениями:

$$T_{w+} = T_w(P, T_{ex,max}); \quad T_{w-} = T_w(P, T_{ex,min}). \quad (9)$$

6. Определяем границу ограничения по мощности нагревателя

$$P_w(T_w, P) = P_{w,max} \quad (10)$$

путем решения квадратного уравнения для температуры T_w .

7. Формируем область оптимальных условий функционирования в стационарном режиме.

Результаты расчета по предлагаемой методике по формулам (8)–(10) в рамках полученной выше идентифицированной модели приведены на рис. 2.

На диаграмме штрих-пунктирной линией нанесено ограничение по мощности нагревателя (10). Следует отметить, что это ограничение не является существенным, поскольку превышение мощности здесь незначительно, поэтому время релаксации велико и за практическое время работы временной тренд будет неощутим. Кроме того, релаксация приводит к понижению температуры теплоносителя, и в итоге система просто переходит в оптимальный режим, соответствующий штрих-пунктирной границе при том же давлении.

II. Нестационарный режим.

В данном режиме должно быть обеспечено заполнение заданного количества потребителей за возможно короткое время при ограничении на нижнее значение конечной температуры ГА. При этом допускается временной дрейф выходных характеристик, которые, однако, должны находиться в допустимом интервале. В результате моделирование работы установки теперь должно производиться в режиме Б.

В рассматриваемом режиме мощность нагревателя находится на максимальном значении, как и начальная температура теплоносителя, а управляющими параметрами являются давление и массовая производительность.

Тогда имеем следующую методику определения диапазона оптимальных режимов работы установки в нестационарном режиме.

1. Для предварительно заданного набора значений (P_i, M_j) давления ГА и массовой производи-

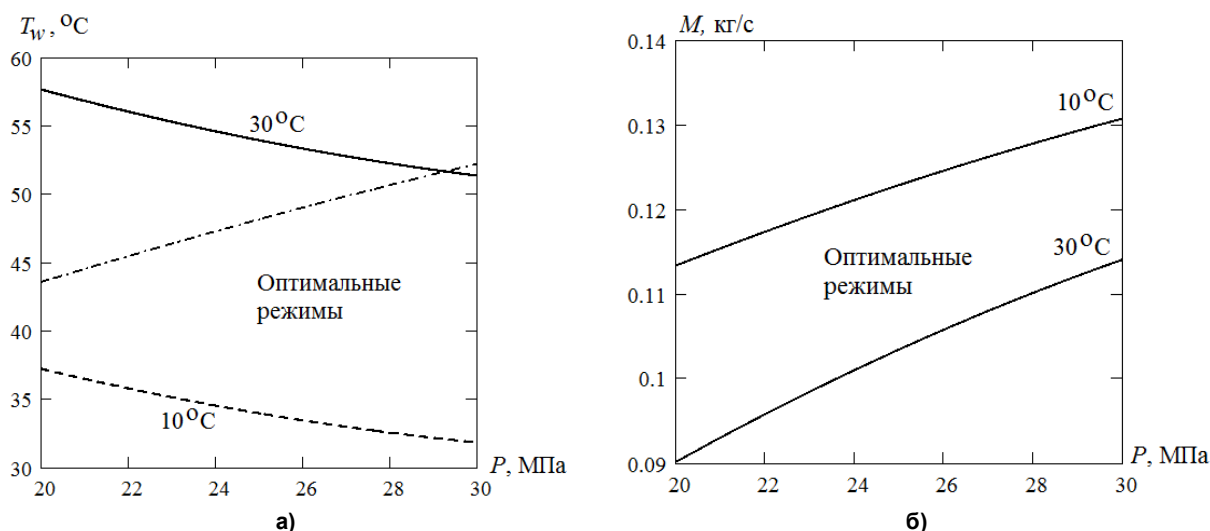


Рис. 2. Диаграммы оптимальных режимов работы СГУ в стационарном (а) и нестационарном (б) режимах

тельности по идентифицированной модели рассчитываем таблицы значений $(T_{ex.нач.i,j})$, $(T_{ex.кон.i,j})$. Диапазон давлений устанавливаем по предельно допустимым значениям, диапазон производительности – по паспортным данным насоса. Время расчета определяем по формуле $t = GM$, где G – требуемая масса закачки.

2. По полученным данным строим множественные параболические регрессии $M(P, T_{ex.нач})$, $M(P, T_{ex.кон})$.

3. Определяем границу допустимой области параметров уравнением

$$M_- = M(P, T_{ex.кон.min}); M_+ = M(P, T_{ex.нач.max}).$$

4. Формируем область оптимальных условий функционирования в нестационарном режиме.

Результат применения данной методики к СГУ также приведен на рис. 2.

Заключение

Данная работа выполнена в соответствии с планом научно-исследовательских работ ВУНЦ ВВС «ВВА» (г. Воронеж) по темам: «Разработка исходных тактико-технических данных проектирования мобильных воздуходелительных систем нового поколения на основе модернизации теплообменных устройств»; «Обоснование тактико-технических требований к мобильному газификатору сжиженных газов».

Литература

1. Зайцев, А.В. Криогеника в начале XXI века // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия «Холодильная техника и кондиционирование». – 2014. – № 1. – С. 6.
2. Петухов, Б.С. Теплообмен в ядерных энергетических установках / Б.С. Петухов, Л.Г. Генин, С.А. Ковалев. – М.: Атомиздат, 1974. – 408 с.
3. Основы теплопередачи в авиационной и ракетно-космической технике / В.С. Авдеевский, Б.М. Галицкий, Г.А. Глебов и др. – М.: Машиностроение, 1992. – 528 с.
4. Rohsenow, W.M. Handbook of Heat Transfer / W.M. Rohsenow, J.P. Hartnett, Y.I. Cho. – New-York: McGraw-Hill, 1998. – 1501 p.
5. Hisada, N. Design and analysis of open rack LNG vaporized / N. Hisada, M. Sekiguchi // Design and analysis of pressure vessels, heat exchangers and piping components – 2004. San Diego, 2004. – Vol. 477. – P. 2004–2602. DOI: 10.1115/pvp2004-2602
6. Jin, T. Simulation and performance analysis of a heat transfer tube in SuperORV / T. Jin, M. Wang, K. Tang // Cryogenics. – 2014. – Vol. 61. – P. 127–132. DOI: 10.1016/j.cryogenics.2013.09.008
7. Thermal performance calculation and analysis of heat transfer tube in super open rack vaporizer / J. Pan, R. Li, T. Lv et al. // Applied Thermal Engineering. – 2016. – Vol. 93. – P. 27–35. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2015.09.047
8. Thermal performance analysis of SuperORV heat transfer tube at supercritical pressure / J. Pan, R. Li, T. Lv, G. Wu // Journal of Natural Gas Science and Engineering. – 2016. – Vol. 29. – P. 488–496. DOI: 10.1016/j.jngse.2016.01.030
9. Thermal performance analysis and the operation method with low temperature seawater of super open rack vaporizer for liquefied natural gas / C. Qi, C. Yi, B. Wang et al. // Applied Thermal Engineering. – 2019. – Vol. 150. – P. 61–69. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2018.12.152

10. Установка газификационная стационарная СГУ-7КМ-У Руководство по эксплуатации. КВ 0420.00.000РЭ. – М.: ОАО «НПО Гелиймаш», 2019. – 79 с.

11. Унифицированная газозарядная станция УГЗС.М-АР (-КР, -ВР) Руководство по эксплуатации. КВО.0402.00.000-1 РЭ. – Саратов: ООО «Завод специального машиностроения», 2019. – 84 с.

12. Simulation of heat transfer in a flow of over-critical nitrogen and oxygen in a horizontal circular tube / S.V. Borodkin, I.L. Bataronov, A.V. Ivanov, V.I. Ryazhskikh // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. – 2021. – Vol. 1155. – P. 012011. DOI: 10.1088/1757-899x/1155/1/012011

Бородкин Станислав Владимирович, адъюнкт, НИЦ (ППО и УА ВВС), Военный учебно-научный центр Военно-воздушных сил «Военно-воздушная академия имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина», г. Воронеж; borodkinstanislav@ya.ru.

Батаронов Игорь Леонидович, д-р физ.-мат. наук, заведующий кафедрой «Высшая математика и физико-математическое моделирование», Воронежский государственный технический университет, г. Воронеж.

Иванов Алексей Владимирович, канд. техн. наук, начальник 2-го управления НИЦ (ППО и УА ВВС), Военный учебно-научный центр Военно-воздушных сил «Военно-воздушная академия имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина», г. Воронеж.

Рязских Виктор Иванович, д-р техн. наук, заведующий кафедрой «Прикладная математика и механика», Воронежский государственный технический университет, г. Воронеж.

Поступила в редакцию 2 февраля 2021 г.

DOI: 10.14529/power210303

MODELING AND OPTIMIZATION OF HEAT TRANSFER IN CRYOGENIC GASIFIERS: CASE OF AN SGU-7KM-U GASIFICATION UNIT

S.V. Borodkin¹*, I.L. Bataronov², A.V. Ivanov¹, V.I. Ryazhskikh²

¹ Military Scientific Educational Center of Military-Air Forces “N.E. Zhukovsky and Ju.A. Gagarin Military-Air Academy”, Voronezh, Russian Federation,

² Voronezh State Technical University, Voronezh, Russian Federation

* borodkinstanislav@ya.ru

This paper presents experimental data on oxygen gasification as performed on an SGU-7KM-U unit; data is used to find a differential parametric model of heat transfer in closed-loop gasification units. Reference experiments helped find the external parameters such as the heater power, the heat capacity of the evaporator, and the pumping rate. The internal parameters of the model, i.e., the numerical multipliers for coefficients of heat transfer in oxygen, coolant, and the environment, were identified by the passive strategy method. The paper further presents newly developed methods for optimizing the gasifier performance to reach the required range of output temperatures in steady-state and non-steady-state operation. The methods were tested on an SGU-7KM-U gasification unit.

Keywords: cryogenic gasifiers, heat transfer optimization, supercritical fluids, parametric identification of the model.

References

1. Zaitsev A.V. [Cryogenics at the Beginning of XXI Century]. *Scientific journal of the National Research University ITMO. Ser. “Refrigerating Engineering and Conditioning”*, 2014, no. 1, p. 6. (in Russ.)

2. Petukhov B.S. Genin L.G., Kovalev S.A. *Teploobmen v jadernyh jenergeticheskikh ustanovkah* [Heat Exchange in Nuclear Power Plants]. Moscow, Atomizdat Publ., 1974. 408 p.

3 Avduyevskiy V.S. Ga-litseyskiy B.M., Glebov G.A. et al. *Osnovy teploperedachi v aviatsionnoy i raketno-kosmicheskoy tekhnike* [Fundamentals of Heat Transfer in Aviation and Rocket and Space Technology]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1992. 528 p.

4. Rohsenow W.M., Hartnett J.P., Cho Y.I. *Handbook of Heat Transfer*, N.-Y., McGraw Hill, 1998. 1501 p.
5. Hisada N., Sekiguchi M. Design and analysis of open rack LNG vaporized. *Design and Analysis of Pressure Vessels, Heat Exchangers and Piping Components – 2004*. San Diego, 2004, vol. 477, pp. 2004–2602. DOI: 10.1115/pvp2004-2602
6. Jin T., Wang M., Tang K. Simulation and performance analysis of a heat transfer tube in superORV. *Cryogenics*, 2014, vol. 61, pp. 127–132. DOI: 10.1016/j.cryogenics.2013.09.008
7. Pan J., Li R., Lv T., Wu G., Deng Z. Thermal performance calculation and analysis of heat transfer tube in super open rack vaporizer. *Applied Thermal Engineering*, 2016, vol. 93, pp. 27–35. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2015.09.047
8. Pan J., Li R., Lv T., Wu G. Thermal performance analysis of SuperORV heat transfer tube at supercritical pressure. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, 2016, vol. 29, pp. 488–496.
9. Qi C., Yi C., Wang B., Wang W., Xu J. Thermal performance analysis and the operation method with low temperature seawater of super open rack vaporizer for liquefied natural gas. *Applied Thermal Engineering*, 2019, vol. 150, pp. 61–69. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2018.12.152
10. *Ustanovka gazifikatsionnaya stacionarnaya SGU-7KM-U Rukovodstvo po ekspluatatsii. KV 0420.00.000R-E* [Stationary gasification plant SGU-7KM-U Operation manual KV 0420.00.000RE]. Moscow, 2019. 79 p.
11. *Unifitsirovannaya gazozaryadnaya stantsiya UGZS.M-AR (-KR, -VR) Rukovodstvo po ekspluatatsii. KVO.0402.00.000-1 RE* [Unified gas charging station UGZS.M-AR (- KR, - VR) Operating manual. KVO. 0402.00.000-1 RE], Saratov, 2019. 84 p.
12. Borodkin S.V., Bataronov I.L., Ivanov A.V., Ryazhskikh V.I. Simulation of heat transfer in a flow of over-critical nitrogen and oxygen in a horizontal circular tube. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, 2021, vol. 1155, p. 012011. DOI: 10.1088/1757-899x/1155/1/012011

Received 2 February 2021

ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ

Моделирование и оптимизация теплообмена в криогенных газификаторах на примере газификационной установки СГУ-7КМ-У / С.В. Бородкин, И.Л. Батаронов, А.В. Иванов, В.И. Рязских // Вестник ЮУрГУ. Серия «Энергетика». – 2021. – Т. 21, № 3. – С. 24–30. DOI: 10.14529/power210303

FOR CITATION

Borodkin S.V., Bataronov I.L., Ivanov A.V., Ryazhskikh V.I. Modeling and Optimization of Heat Transfer in Cryogenic Gasifiers: Case of an SGU-7KM-U Gasification Unit. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Power Engineering*, 2021, vol. 21, no. 3, pp. 24–30. (in Russ.) DOI: 10.14529/power210303
