

УДК 662.758.3

**О. Н. Медведева, С. Д. Первалов**

*Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю. А.*

## **ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПРИРОДНОГО ГАЗА В ЦИКЛЕ ПРОИЗВОДСТВА СПГ**

В работе сформулированы некоторые положения проектирования автономных систем газоснабжения на базе сжиженного природного газа (СПГ), предназначенные для повышения эффективности их функционирования и эксплуатации. Предложен алгоритм определения параметров природного газа в цикле производства и доставки — температуры охлажденного газа, давления инверсии предварительно охлажденного природного газа. Получены оптимальные соотношения объемов транспортируемых сжиженного природного газа и хладагента.

**Ключевые слова:** сжиженный природный газ, сжижение, цистерна, хладагент, давление, температура.

Вопросам эффективной транспортировки природного газа посвящено большое количество исследований [1—5 и др.]. Как известно, транспорт и распределение природного газа требуют значительных материальных и денежных затрат. В этой связи снижение материалоемкости газораспределительных систем и в то же время повышение надежности газоснабжения и расширения зоны мобильных поставок требуемых объемов газа для покрытия коммунально-бытовых и производственных нужд различных категорий потребителей имеют большое значение [6—8 и др.].

По итогам 2021 г. уровень газификации в нашей стране составил 72 %, а целевым показателем к 2030 г. является доведение уровня газификации до 83 %. Энергетической стратегией России предусмотрено развитие газоснабжения субъектов Северо-Запада страны, Восточной Сибири и Дальнего Востока, в том числе мало- и среднетоннажное производство сжиженного природного газа для энергообеспечения потребителей, удаленных от магистральных газопроводов на значительные расстояния [9, 10], поскольку прокладка газопроводов с соответствующей инфраструктурой вследствие низкой плотности населения на единицу площади, сложных климатических условий и других определяющих факторов экономически невыгодна.

Процесс доставки газа в сжиженном виде от производителя до потребителям можно условно разделить на следующие взаимосвязанные стадии: транспортировка природного газа к заводу по сжижению; обработка (удаление примесей, тяжелых углеводородов, воды), сжижение, хранение; транспортировка до потребителя, регазификация, использование [3, 7]. Принципы разработки схемных решений, проектирования оборудования и эксплуатационных технологий базируются на традиционных методах расчетного определения основных термодинамических параметров высокотемпературных жидкостей с учетом присущих им свойств — более низкой по сравнению с окружающим воздухом температуры; относительно узкого диапазона температур и давлений, соответствующих жидкому состоянию криопродуктов; теплоотвода из окружающей среды из-за низкой температуры; нестационарности

процесса в объеме криогенной жидкости; испарения при хранении; фазового перехода жидкости в пар и т. д. [11, 12]. При этом для исследования расчетных параметров используется системный подход, основанный на принципе целостности исследуемого комплекса СПГ с учетом его взаимодействия с окружающей средой. Транспортировка СПГ осуществляется в специализированных сосудах. Российские и зарубежные производители предлагают различные решения для транспортировки СПГ автомобильным транспортом объемом от нескольких десятков литров, достаточных для газоснабжения частного домохозяйства, до транспортировки в криогенных цистернах емкостью 50 м<sup>3</sup> СПГ [10, 13, 14]. Для сжижения природного газа используют принципы внутреннего или внешнего охлаждения, преимущественно основанные на отводе теплоты внешним хладагентом с более низкой температурой кипения [13—15].

По результатам сравнительного анализа для дальнейшего использования в процессе транспортировки и сжижения был выбран изопентан, основные свойства которого [16, 17] представлены в табл. 1.

Таблица 1

Основные физические свойства изопентана

Величина	Значение
Химическая формула	CH <sub>3</sub> -CH(CH <sub>3</sub> )-CH <sub>2</sub> -CH <sub>3</sub>
Температура плавления $T_{пл}$	-159,9 °С
Температура кипения $T_{кип}$	27,85 °С
Плотность в жидком состоянии $\rho$	625 кг/м <sup>3</sup>
Изобарная теплоемкость в газовом состоянии $c_p$	1450 Дж/(кг · К)
Фактор ацентричности Питцера $\omega$	0,208
Газовая постоянная $R$	115 Дж/(кг · К)
Критическое давление $P_{кр}$	3,3 МПа
Критическая температура $T_{кр}$	460,8 К
Теплота парообразования $r_{T_1}$ при $T = 0$ °С	362,7 кДж/кг

Согласно расширенному принципу соответственных состояний [16], отклонение теплоемкости  $\Delta c_p$  от идеально газового значения (конфигурационная теплоемкость) на линии насыщения является функцией приведенной температуры и определяющего критерия подобия  $\Pi$ , т. е. должно выполняться фундаментальное соотношение

$$\frac{c_p - c_p^0}{R} = \frac{\Delta c_p}{R} = \frac{\Delta c_p(\tau, \Pi)}{R}, \quad (1)$$

где  $c_p$ ,  $c_p^0$  — удельная молярная теплоемкость на линии насыщения и в идеально газовом состоянии при приведенной температуре соответственно;  $\tau$  — приведенная температура:

$$\tau = \left( \frac{T}{T_{кр}} \right), \quad (2)$$

где  $T$  — абсолютная температура;  $T_{кр}$  — критическая температура.

На заводе по сжижению изопентан добавляется в смешанный хладагент, для того чтобы в начале холодильного цикла при высоких температурах использовать его скрытую теплоту испарения для охлаждения природного газа. Для определения теплоемкости хладагента, не являющегося ассоциированной жидкостью, в данной статье предлагается применить формулу Штерлинга — Брауна, использующую значение теплоемкости газа при постоянном давлении при  $\omega > 0,2$  и  $\omega < 0,2$ ,  $\tau > 0,5$  [17] и основанную на использовании принципа соответственных состояний:

$$\frac{c_p - c_p^0}{R} = (0,56 \cdot 2,2 \cdot \omega) [3,67 + 11,64(1-\tau)^4 + 0,634(1-\tau)^{-1}], \quad (3)$$

где  $R$  — универсальная газовая постоянная;  $\omega$  — фактор ацентричности Питцера (константа чистого вещества), определяется выражением

$$\omega = \lg \left( \frac{P}{P_{кр}} \right)_{\tau=0,7} - 1. \quad (4)$$

Идеально газовая теплоемкость определяется по формуле Луриа и Бенсона (применяется ниже нормальной точки кипения):

$$c_p^0 = A + B \cdot T + C \cdot T^2 + D \cdot T^3,$$

где  $A, B, C, D$  — поправочные коэффициенты.

Результаты вычислений сведены в табл. 2.

Таблица 2

*Теплоемкость хладагента в зависимости от температуры*

Температура хладагента, К	Теплоемкость, Дж/(кг · К)
111,55	2391,786488
150	2493,152111
210	2774,001056
298	3337,114131

Для дальнейших расчетов примем значение средней теплоемкости хладагента, выступающего в роли теплоносителя,  $c_p = 2,778$  кДж/(кг · К).

Для транспортировки СПГ используется цистерна оригинальной конструкции [3, 18]. Выбранный для дальнейшего использования хладагент имеет температуру кипения 301 К. Так как хладагент транспортируется при температуре окружающей среды, для предотвращения его вскипания во внешнем пространстве цистерны необходимо создать избыточное давление, увеличив тем самым температуру кипения хладагента. Примем максимальную температуру окружающей среды равной 45 °С. Из условия равновесия фаз можно получить зависимость давления в равновесной системе от температуры.

Для вычисления давления насыщенного пара чистого вещества чаще всего используется формула Антуана:

$$\lg P = A - \frac{B}{(t + C_A)}, \quad (5)$$

где  $P$  — давление насыщенного пара, мм рт. ст.;  $A, B, C_A$  — константы формулы Антуана;  $t$  — температура, К.

В случае отсутствия данных по константам уравнения Антуана предлагается использовать корреляцию Миллера:

$$\lg P = A - \frac{B}{T} + C_1 \cdot T + C_2 \cdot T^2, \quad (6)$$

где

$$A = 0,607 \cdot k \left( 4 \frac{T_{кр}}{T_{кип}} - \left( \frac{T_{кип}}{T_{кр}} \right)^2 \right) - 1,448 \cdot k \left( \frac{T_{кр}}{T_{кип}} - \frac{T_{кип}}{T_{кр}} \right) + 2,88081;$$

$$B = 0,980 \cdot k \cdot T_{кр}; \quad C_1 = \frac{-1,448 \cdot k}{T_{кр}}; \quad C_2 = \frac{0,607 \cdot k}{T_{кр}^2};$$

$$k = \frac{r_{T_1}}{4,3567 \cdot T_{кр} \left( 1 - \frac{T_1}{T_{кр}} \right)^{0,38}},$$

где  $r_{T_1}$  — теплота парообразования при температуре  $T_1$ , ккал/моль.

По результатам расчетов в интерактивной вычислительной системе Mathcad получим следующее значение давления:  $P_s = 179,759$  кПа. Далее, используя уравнение состояния реального газа, определим необходимое давление инверсии (конечное давление), развиваемое компрессором в зависимости от начальной температуры природного газа. Классическим полуэмпирическим уравнением, описывающим свойства реальных газов, является уравнение Ван-дер-Ваальса<sup>1</sup> [19, 20], позволившее качественно предсказать ряд экспериментально подтвержденных результатов, однако применимое только для ограниченной области изменения параметров. По результатам сравнительных расчетов к дальнейшему использованию было выбрано уравнение Пенга — Робинсона, с высокой степенью точности описывающее состояние реального газа:

$$P = \frac{R_1 \cdot T_1}{\vartheta - b} - \frac{a \cdot \alpha}{\vartheta^2 + 2b\vartheta - b^2}, \quad (7)$$

где  $\vartheta$  — удельный объем газа;  $b = \frac{0,077796 \cdot R_1 \cdot T_{кр}}{P_{кр}}$ ;  $a = \frac{0,457235 \cdot R_1^2 \cdot T_{кр}^2}{P_{кр}}$ ;

$$\alpha = \left( k - k \sqrt{\frac{T_1}{T_{кр}} + 1} \right)^2; \quad k = 0,37464 + 1,54226\omega - 0,26992\omega^2.$$

<sup>1</sup> Таблицы стандартных справочных данных ГСССД 195—01. Метан жидкий и газообразный. Термодинамические свойства, коэффициенты динамической вязкости и теплопроводности при температурах 91...700 К и давлениях 0,1...100 МПа. М. : Стандартинформ, 2008. 31 с.

Примем  $T = T_1$ ,  $R = R_1$ . В результате уравнение Пенга — Робинсона преобразуется к следующему виду:

$$P = \frac{R_1 \cdot T_1}{\vartheta - b} - \frac{a - \left( k - k \sqrt{\frac{T_1}{T_{кр}}} + 1 \right)^2}{\vartheta^2 + 2b \cdot \vartheta - b^2}. \quad (8)$$

Фактор ацентричности Питцера будем определять по уравнению Эдмистера:

$$\omega = \frac{3 \frac{T_{кнп}}{T_{кр}^{CH_4}}}{7 \left( 1 - \frac{T_{кнп}^{CH_4}}{T_{кр}^{CH_4}} \right)} \lg P_{кр} - 1, \quad (9)$$

где  $T_{кр}^{CH_4}$  — критическая температура метана, принимается равной 191 К;  $T_{кнп}$  — нормальная температура кипения метана, К;  $P_{кр}$  — критическое давление метана, кПа.

В уравнении (8) нам не известен удельный объем газа. Для его определения воспользуемся уравнением кривой инверсии:

$$\left( \frac{\partial T}{\partial P} \right)_i = \frac{1}{c_p} \left( T \left( \frac{\partial \vartheta}{\partial T} \right)_P - \vartheta \right) = 0. \quad (10)$$

Для определения  $\left( \frac{\partial \vartheta}{\partial T} \right)_P$  и  $\left( \frac{\partial^2}{\partial T^2} \vartheta \right)_P$  воспользуемся уравнением состояния реального газа:

$$\left( \frac{\partial P}{\partial \vartheta} \right)_T \left( \frac{\partial \vartheta}{\partial T} \right)_P \left( \frac{\partial T}{\partial P} \right)_\vartheta = -1; \quad \left( \frac{\partial P}{\partial \vartheta} \right)_T = - \left( \frac{\partial P}{\partial \vartheta} \right)_T \left( \frac{\partial P}{\partial T} \right)_\vartheta = - \frac{\left( \frac{\partial P}{\partial T} \right)_\vartheta}{\left( \frac{\partial \vartheta}{\partial T} \right)_T}. \quad (11)$$

Вычислим необходимые производные:

$$\left( \frac{\partial P}{\partial T_1} \right)_\vartheta = \frac{a \cdot k \left( k - k \cdot \sqrt{\frac{T_1}{T_{кр}}} + 1 \right)}{T_{кр} \sqrt{\frac{T_1}{T_{кр}}} (2 \cdot b \cdot \vartheta - b^2 + \vartheta^2)} - \frac{R_1}{b - \vartheta}; \quad (12)$$

$$\left( \frac{\partial P}{\partial \vartheta} \right)_T = \frac{a(2 \cdot b + 2 \cdot \vartheta) \left( k - k \sqrt{\frac{T_1}{T_{кр}}} + 1 \right)^2}{(2 \cdot b \cdot \vartheta - b^2 + \vartheta^2)^2} - \frac{R_1 \cdot T_1}{(b - \vartheta)^2}. \quad (13)$$

После вычисления производных уравнение кривой инверсии примет вид:

$$T_1 \left[ \left( \frac{a \cdot k \left( k - k \sqrt{\frac{T_1}{T_{кр}}} + 1 \right)}{T_{кр} \sqrt{\frac{T_1}{T_{кр}}} (2 \cdot b \cdot \vartheta - b^2 + \vartheta^2)} - \frac{R_1}{b - \vartheta} \right) - \frac{a(2 \cdot b + 2 \cdot \vartheta) \left( k - k \sqrt{\frac{T_1}{T_{кр}}} + 1 \right)^2}{(2 \cdot b \cdot \vartheta - b^2 + \vartheta^2)^2} - \frac{R_1 \cdot T_1}{(b - \vartheta)^2} \right] - \vartheta = 0. \quad (14)$$

Для проведения соответствующих преобразований введем в уравнение (14) дополнительные коэффициенты:

$$k_1 = k - k \sqrt{\frac{T_1}{T_{кр}}} + 1; \quad k_2 = T_{кр} \sqrt{\frac{T_1}{T_{кр}}}. \quad (15)$$

В результате получим:

$$T_1 \left[ \left( \frac{a \cdot k(k_1)}{k_2 (2 \cdot b \cdot \vartheta - b^2 + \vartheta^2)} - \frac{R_1}{b - \vartheta} \right) - \frac{a(2 \cdot b + 2 \cdot \vartheta) \cdot (k_1)^2}{(2 \cdot b \cdot \vartheta - b^2 + \vartheta^2)^2} - \frac{R_1 \cdot T_1}{(b - \vartheta)^2} \right] - \vartheta = 0. \quad (16)$$

После преобразований получим:

$$\vartheta^3(k_3) - \vartheta^4(k_4) + \vartheta^2(k_6) + k_7 = 0, \quad (17)$$

где:

$$k_3 = 4 \cdot R_1 \cdot k_2 \cdot b \cdot \vartheta - R_1 \cdot k_2 \cdot b^2 + 2 \cdot a \cdot k_2 \cdot b \cdot k_1^2;$$

$$k_4 = 2 \cdot a \cdot k_2 \cdot k_1^2 + T_1 \cdot a \cdot k \cdot k_1 - R_1 \cdot T_1 \cdot b \cdot k_2;$$

$$k_6 = 4 \cdot R_1 \cdot T_1 \cdot k_2 \cdot b^4 + 2 \cdot a \cdot k_2 \cdot b^3 \cdot k_1^2 + 4 \cdot T_1 \cdot a \cdot k \cdot b^3 \cdot k_1;$$

$$k_7 = R_1 \cdot T_1 \cdot b^5 \cdot k_2 + T_1 \cdot a \cdot b^4 \cdot k \cdot k_1 = 0.$$

Подставляя полученное значение в уравнение состояния, получим зависимость давления инверсии от температуры. Определяя значения давления инверсии при температуре наружного воздуха  $T_1$  и при температуре природного газа, охлажденного хладагентом  $T_2$ , получим необходимые конечные давления для сравниваемых схем доставки газа — базовой схемы доставки существующими цистернами  $P_1$  и для предлагаемой схемы доставки  $P_2$ . Для процесса сжижения природный газ из магистрального газопровода поступает

в теплообменный аппарат при температуре окружающей среды (принимается равной 45 °С). Теплоемкость в интервале температур 90...300 К определяется по формуле

$$c_p^{111-300} = R \left( \sum_{i=0}^{10} \alpha_i \Theta^i + \sum_{i=1}^6 \beta_i \Theta^{-i} \right), \quad (18)$$

где  $\alpha_i, \beta_i$  — поправочные коэффициенты, определяемые по специальным таблицам<sup>2</sup>;  $\Theta = \frac{T}{T_0}$ .

Для рассматриваемого случая значение средней теплоемкости, определенное по формуле (18), равно 2,1274 кДж/кг. Количество теплоты, переданное от хладагента к СПГ, будет равняться количеству теплоты, воспринятой СПГ, за вычетом теплопритоков из окружающей среды, учитывать которые будем с помощью коэффициента полезного действия (КПД) теплообменника.

КПД теплообменников, используемых в криогенной технике, примем в пределах  $\eta = 0,94...0,97$  [21]. Таким образом:

$$\eta = \frac{Q_{\text{хлад}}}{Q_{\text{спг}}}. \quad (19)$$

Отсюда количество теплоты, переданное от хладагента к потоку сжиженного газа, составит:

$$Q_{\text{хлад}} = \eta \cdot Q_{\text{спг}}. \quad (20)$$

В целях численной реализации представленного алгоритма определения термодинамических параметров потока газа и хладагента были проведены соответствующие расчеты. В расчетах использовались следующие исходные данные:

- средняя теплоемкость СПГ в интервале температур 107,15...111,55 К принимается равной 3,46 кДж/кг/(кг · К);
- температура транспортировки СПГ  $T_1 = 107,15$  К;
- температура кипения СПГ  $T_2 = 111$  К;
- средняя теплоемкость изопентана в интервале температур от 233,15 К (что соответствует температуре  $-40$  °С) до 111 К принимается равной 2,606 кДж/кг согласно информации, указанной в табл. 2;
- минимальная температура хладагента при транспортировке составляет  $T_1 = 222,15$  К;
- температура максимального охлаждения хладагента (при условии отсутствия теплопритоков)  $T_2 = 111$  К.

Необходимые для проведения расчета поправочные величины сведены в табл. 3.

Количество теплоты, воспринятое 1 кг СПГ, определяется по формуле

$$Q_{\text{спг}} = Q_{\text{спг}}^{\text{нагр}} + Q_{\text{спг}}^{\text{пер}}, \quad (21)$$

<sup>2</sup> Там же.

где  $Q_{\text{СПГ}}^{\text{рег}}$  — количество теплоты, расходуемой на регазификацию (испарение) СПГ, принимается равным скрытой теплоте парообразования, кДж/кг;  
 $Q_{\text{СПГ}}^{\text{нагр}}$  — количество теплоты, расходуемой на нагрев СПГ, кДж/кг:

$$Q_{\text{СПГ}}^{\text{нагр}} = c_p^{\text{сп}} (T_2 - T_1). \quad (22)$$

Т а б л и ц а 3

Исходные данные для расчета

Величина	$\omega$ , г/моль	$A$	$B$	$C$	$D$
Изопентан	46,096	-2,275	0,121	$6,519 \cdot 10^{-5}$	$1,367 \cdot 10^{-8}$
Метан	16,04	4,598	$1,245 \cdot 10^{-2}$	$2,86 \cdot 10^{-6}$	$-2,703 \cdot 10^{-9}$

Вычислим массу хладагента, необходимую для регазификации 1 кг СПГ, при условии, что все тепло, воспринятое СПГ, отведено от хладагента:

$$m_{\text{хлад}} = \frac{Q_{\text{СПГ}}}{c_p^{\text{сп}} (T_2 - T_1)}. \quad (23)$$

По результатам расчетов получим:  $Q_{\text{СПГ}} = 524,321$  кДж/кг;  
 $Q_{\text{хлад}} = 492,86$  кДж/кг;  $m_{\text{хлад}} = 1,647$  кг.

С учетом потерь полезного холода температура хладагента на выходе из теплообменника будет равна:  $T_2' = T_1 - \frac{Q_{\text{СПГ}}}{c_p^{\text{сп}} \cdot m_{\text{хлад}}} = 118,07$  К. Температурная недорекуперация составит:  $\Delta T_{\text{нед}} = T_2' - T_2 = 7,07$  К. Количество холода, возвращенного на завод по сжижению, равно 492,86 кДж на 1 кг СПГ.

Аналогично определим массу природного газа, необходимую для нагрева хладагента, в расчете на 1 кг хладагента.

С учетом принятого ранее допущения о равенстве отведенной и воспринятой теплоты  $Q_{\text{хлад}} = Q_{\text{ПГ}}$ , получим:

$$m_{\text{ПГ}} = \frac{Q_{\text{хлад}}}{c_p^{111-318} (T_1 - T_2)} = 1,12 \text{ кг.}$$

Температура на выходе из теплообменника будет равна

$$T_2' = T_1 - \frac{Q_{\text{хлад}}}{c_p^{\text{сп}} \cdot m} = 123,52 \text{ К.}$$

Температура недорекуперации составит:  $\Delta T_{\text{нед}} = 14,52$  К.

Максимальное значение удельной холодопроизводительности и коэффициента ожижения полностью определяется максимумом дроссельного эффекта  $\Delta i_T$ , являющегося функцией температуры и давления  $\Delta i_T = f(T, P)$ , величина которого существенно возрастает с понижением исходной температуры  $T_2$  [21]. Влияние давления  $P_2$  имеет более сложный характер.

Первоначально повышение величины давления  $P_2$  приводит к возрастанию дроссельного эффекта, вплоть до состояния инверсии [21, 22]. При понижении температуры  $T_2$  возможно без изменения производительности установки при  $\Delta i_T = \text{const}$  понизить значение величины давления, необходимого для протекания процесса дросселирования, тем самым уменьшив требуемый перепад давления, развиваемый компрессором. Как следствие, произойдет снижение мощности компрессорной установки, что приведет к уменьшению затрат электроэнергии.

Посредством представленного алгоритма с помощью комплекса Mathcad были определены давления инверсии при заданных значениях температуры наружного воздуха  $T_1$  и при температуре природного газа, охлажденного хладагента  $T_2$ , в результате были получены следующие значения:  $P_1 = 53,66$  МПа;  $P_2 = 0,916$  МПа. Давление газа после дросселя принимается равным  $0,7$  МПа [22].

Общий максимальный объем цистерны зависит от конструктивных особенностей транспортного средства [7, 23–26]. В качестве аналога для проведения анализа выберем стандартную цистерну для транспортирования СПГ со следующими параметрами (рис. 1):

- полезный объем цистерны  $47,4 \text{ м}^3$ ;
- диаметр цистерны  $2,55$  м;
- длина цистерны (без учета арматурного шкафа)  $13,9$  м.

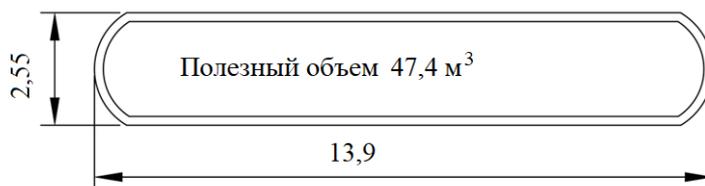


Рис. 1. Схема существующей криогенной цистерны

При проведении расчета разделим полезный объем цистерны на объем, занимаемый СПГ, и объем, занимаемый хладагентом. Конструктивные размеры предлагаемой цистерны определяются из оптимальных соотношений объемов СПГ и хладагента. Конструкция предлагаемой цистерны представлена на рис. 2 и 3.

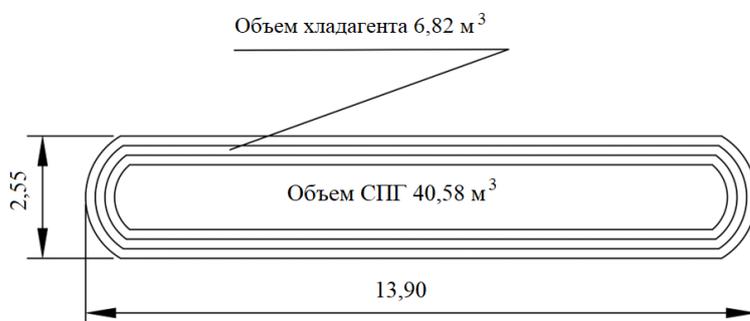


Рис. 2. Схема предлагаемой криогенной цистерны

Поскольку для полной регазификации  $1 \text{ м}^3$  при величине максимальной плотности СПГ  $500 \text{ кг/м}^3$  требуется  $0,168 \text{ м}^3$  хладагента, следовательно, объем СПГ будет равен:

$$V_{\text{СПГ}} = V_{\text{пол}} \frac{1}{1 + 0,168} = 40,58 \text{ м}^3.$$

Требуемый для циркуляции объем хладагента:

$$V_{\text{хлад}} = V_{\text{пол}} \frac{0,168}{1 + 0,168} = 6,82 \text{ м}^3.$$

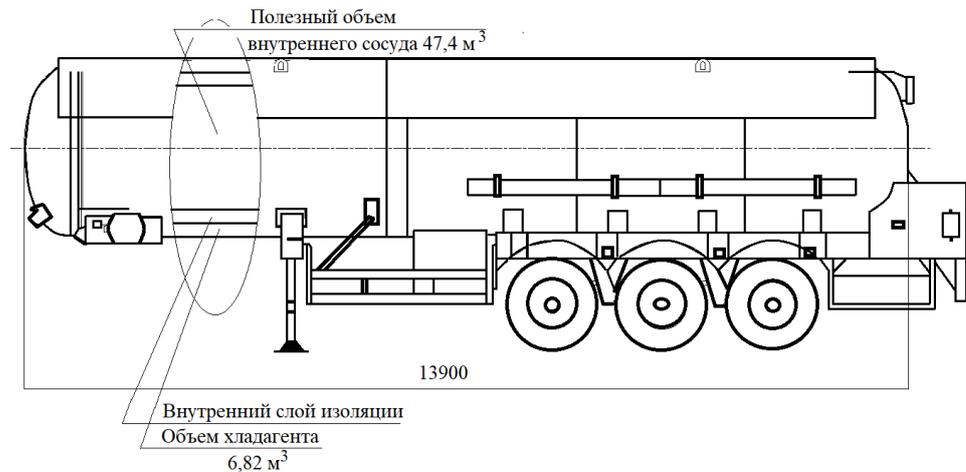


Рис. 3. Разрез цистерны

Следующим этапом моделирования цистерны планируется провести расчет на прочность в зависимости от гидростатического давления СПГ и хладагента, по результатам которого будут определены толщины всех оболочек цистерны, при которых приложенная нагрузка не будет вызывать напряжений, превышающих максимально допустимые, в том числе с учетом влияния внутреннего давления на изгибы трубопроводных коммуникаций [11, 27].

### Выводы

Представленный алгоритм определения основных параметров природного газа при варьировании исходных данных (температуры, давления, удельной теплоемкости и т. д.) позволяет с достаточной точностью установить характеристики искомых физических величин, используемых при обосновании транспортировки природного газа в сжиженном виде.

Вместе с тем из-за значительной трудоемкости и громоздкости расчетных формул для определения термодинамических свойств СПГ в цикле доставки и сжижения следует использовать соответствующие компьютерные программные модули, основанные на уравнениях Редлиха — Квонга, Пенга — Робинсона и др.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Торчинский Я. М. Оптимизация проектируемых и эксплуатируемых газораспределительных систем. Л. : Недра, 1988. 239 с.

2. Федорова Е. Б. Современное состояние и развитие мировой индустрии сжиженного природного газа: технологии и оборудование. М. : ИЦ РГУ нефти и газа им. И. М. Губкина, 2011. 159 с.
3. Медведева О. Н. Системы автономного газоснабжения. Саратов : Ай Пи Ар Медиа, 2020. 296 с.
4. Bazyar A., Zarrinpoor N., Safavian A. Optimal design of a sustainable natural gas supply chain network under uncertainty // *Chemical Engineering Research and Design*. 2021. Vol. 176. Pp. 60—88. DOI: 10.1016/j.cherd.2021.09.006.
5. Rigorous simulation, energy and environmental analysis of an actual baseload LNG supply chain / M. A. Katebah, M. M. Hussein, Shazed A. Rahman, Z. Bouabidi, E. I. Al-musleh // *Computers & Chemical Engineering*. 2020. Vol. 141. DOI: 10.1016/j.compchemeng.2020.106993.
6. Рачевский Б. С. Технико-экономическая оценка проектов производства-потребления сжиженного природного газа // *Вести газовой науки*. 2018. № 2(34). С. 225—233.
7. Бармин И. В., Кунис И. Д. Сжиженный природный газ вчера, сегодня и завтра / Под ред. А. М. Архарова. М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2009. 256 с.
8. Голиков А. В., Сложенкин Г. Е. Обзор видов и анализ причин развития дефектов и повреждений в несущих конструкциях стальных резервуаров // *Вестн. Волгогр. гос. архитектур.-строит. ун-та. Сер. : Стр-во и архитектура*. 2021. Вып. 4(85). С. 14—28.
9. Прогноз развития энергетики мира и России 2019 / Под ред. А. А. Макарова, Т. А. Митровой, В. А. Кулагина. М. : ИНЭИ РАН — Моск. шк. управления «Сколково», 2019. 210 с.
10. Возможности и перспективы развития малотоннажного СПГ в России / Под ред. А. Климентьева, Т. Митровой, А. Собко. М. : Центр энергетики Моск. шк. управления «Сколково», 2018. 189 с.
11. Филлин Н. В., Буланов А. Б. Жидкостные криогенные системы. Л. : Машиностроение, 1985. 248 с.
12. Arkharov A. M., Semenov V. Y. Analysis of thermodynamic efficiency of small-scale natural gas liquefying plant operating on medium-pressure cycle // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2016. Vol. 51. No. 9. Pp. 656—664. DOI: 10.1007/s10556-016-0102-z.
13. Ишмуратова М. Российский мало- и среднетоннажный СПГ. Региональная серия: Кузбасс, Якутия, Дальний Восток, Сахалин, Черное море. М. : Центр энергетики Моск. шк. управления «Сколково», 2019. 56 с.
14. Merkulov V. I., Skripnik D. F., Kulik S. V. Analysis of world LNG production capacity // *IOP Conf. Ser. : Earth Environ. Sci.* 2020. Vol. 539. DOI: 10.1088/1755-1315/539/1/012057.
15. Mokhatab S., Mak J. Y., Valappil J. V., Wood D. A. Handbook of Liquefied Natural Gas. Oxford : Elsevier Inc., Gulf Professional Publishing, 2014. 624 p.
16. Филиппов Л. П. Методы расчета и прогнозирования свойств веществ. М. : Изд-во МГУ, 1988. 252 с.
17. Рид Р., Шервуд Т., Праусниц Дж. Свойства газов и жидкостей. Л. : Химия, 1982. 592 с.
18. Цистерна для транспортировки сжиженного природного газа : пат. 115309 Рос. Федерация : 2011130459/116 / О. Н. Медведева, В. О. Фролов ; заявитель и патентообладатель Саратов. гос. техн. ун-т ; заявл. 21.07.2011 ; опубл. 27.04.2012.
19. Фогельсон Р. Л., Лихачев Е. Р. Уравнение состояния реального газа // *ЖТФ*. 2004. Т. 74. Вып. 7. С. 129—130.
20. Вукалович М. П., Новиков И. И. Уравнение состояния реальных газов. М. — Л. : Госэнергоиздат, 1948. 340 с.
21. Medvedeva O. N., Frolov V. O., Kolosov A. I. Theoretical substantiation of method of delivery liquefied natural gas // *Scientific Herald of the Voronezh State University of Architecture and Civil Engineering. Construction and Architecture*. 2016. No. 4(32). Pp. 34—45.
22. Баранов А. Ю., Соколова Е. В. Хранение и транспортировка криогенных жидкостей. СПб. : ИТМО, 2017. 95 с.
23. Experimental study of a small-size vacuum insulated water tank for building applications / D. Vérez, E. Borri, A. Crespo, G. Zsembinszki, B. Dawoud, L. F. Cabeza // *Sustainability*. 2021. Vol. 13. DOI: 10.3390/su13105329.
24. Мамонтов А. И., Цимбельман Н. Я., Квон Е. В., Чернова Т. И. Верификация численной модели цилиндрической оболочки с наполнителем // *Вестн. Волгогр. гос. архитектур.-строит. ун-та. Сер. : Стр-во и архитектура*. 2014. Вып. 37(56). С. 154—161.

25. *Thomas Y. Wu, Kenbar A.* Investigation of measurement uncertainties in LNG density and energy for custody transfer // *Measurement Science and Technology*. 2021. Vol. 32. No. 4. DOI: 10.1088/1361-6501/abdcdf.

26. *Lentner R., Richter M., Kleinrahm R., Span R.* Density measurements of liquefied natural gas (LNG) over the temperature range from (105 to 135) K at pressures up to 8.9 MPa // *The Journal of Chemical Thermodynamics*. 2017. Vol. 112. Pp. 68—76. DOI: 10.1016/j.jct.2017.04.002.

27. *Рыжков Е. В., Рыжков В. М.* О влиянии внутреннего давления на изгиб трубопроводов // *Вестн. Волгогр. гос. архитектур.-строит. ун-та. Сер.: Стр-во и архитектура*. 2012. Вып. 29(48). С. 179—185.

© *Медведева О. Н., Перевалов С. Д., 2023*

*Поступила в редакцию  
в апреле 2022 г.*

*Ссылка для цитирования:*

*Медведева О. Н., Перевалов С. Д.* Определение основных термодинамических параметров природного газа в цикле производства СПГ // *Вестник Волгоградского государственного архитектурно-строительного университета. Серия: Строительство и архитектура*. 2023. Вып. 1(90). С. 163—174.

*Об авторах:*

**Медведева Оксана Николаевна** — д-р техн. наук, доц., проф. каф. теплогазоснабжения и нефтегазового дела, Саратовский государственный технический университет им. Гагарина Ю. А. Российская Федерация, 410054, г. Саратов, ул. Политехническая, 77; medvedeva-on@mail.ru

**Перевалов Сергей Дмитриевич** — аспирант каф. теплогазоснабжения и нефтегазового дела, Саратовский государственный технический университет им. Гагарина Ю. А. Российская Федерация, 410054, г. Саратов, ул. Политехническая, 77; chilikin.063@gmail.com

**Oksana N. Medvedeva, Sergey D. Perevalov**

**Yuri Gagarin State Technical University of Saratov**

## **DETERMINATION OF THE MAIN THERMODYNAMIC PARAMETERS OF NATURAL GAS IN THE LNG PRODUCTION CYCLE**

The paper formulates some provisions for the design of autonomous gas supply systems based on liquefied natural gas (LNG), designed to improve the efficiency of their operation and operation. An algorithm for determining the parameters of natural gas in the production and delivery cycle is proposed — the temperature of the cooled gas, the inversion pressure of the pre-cooled natural gas. Optimal ratios of volumes of transported liquefied natural gas and refrigerant have been obtained.

**Key words:** liquefied natural gas, liquefaction, tank, refrigerant, pressure, temperature.

*For citation:*

Medvedeva O. N., Perevalov S. D. [Determination of the main thermodynamic parameters of natural gas in the LNG production cycle]. *Vestnik Volgogradskogo gosudarstvennogo arhitekturno-stroitel'nogo universiteta. Seriya: Stroitel'stvo i arhitektura* [Bulletin of Volgograd State University of Architecture and Civil Engineering. Series: Civil Engineering and Architecture], 2023, iss. 1, pp. 163—174.

*About authors:*

**Oksana N. Medvedeva** — Doctor of Engineering Sciences, Docent, Yuri Gagarin State Technical University of Saratov. 77, Politechnicheskaya st., Saratov, 410054, Russian Federation; medvedeva-on@mail.ru

**Sergey D. Perevalov** — Postgraduate student, Yuri Gagarin State Technical University of Saratov. 77, Politechnicheskaya st., Saratov, 410054, Russian Federation; chilikin.063@gmail.com