



УДК 621.436.001.57.1

Математическая модель фазового перехода сжиженного метана в криогенном баке транспортного средства

О.Н.ДИДМАНИДЗЕ¹, А.С.АФАНАСЬЕВ², Р.Т.ХАКИМОВ³

¹ Российский государственный аграрный университет им. К.А. Тимирязева, Москва, Россия

² Санкт-Петербургский горный университет, Санкт-Петербург, Россия

³ Санкт-Петербургский государственный аграрный университет, Санкт-Петербург, Россия

В целях повышения эффективности использования транспортных средств (ТС) в горных и карьерных условиях необходимо совершенствовать составные элементы газобаллонного оборудования (криогенный бак, газовые форсунки, топливоподающие криогенные трубки и т.д.) для подачи сжиженного природного газа к двигателю, а также хранение жидкого метана в криогенном баке с продолжительным сроком эксплуатации. Для этого необходимо рассмотреть процесс тепломассообмена сжиженного природного газа в двухфазной среде «жидкость – газ» с учетом фазового перехода в замкнутом объеме рассматриваемого резервуара криогенного бака.

В статье представлена модель нестационарного тепломассообмена двухфазной среды сжиженного метана в разработанном двухрезервуарном криогенном баке с использованием декартовой системы координат с дробными контрольными объемами в пространстве.

Результаты экспериментальных данных подтверждают эффективность использования криогенного бака на платформе ТС, при котором пробег на сжиженным метане по сравнению со стандартными видами топлив увеличивается в три раза, срок хранения сжиженного газа в предлагаемом криогенном баке по сравнению со стандартным увеличивается в 2-2,5 раза.

Ключевые слова: двухрезервуарный криогенный бак; теплопроводность; теплоемкость; сжиженный метан; термоизоляционный слой; внешний резервуар; внутренний резервуар; температура; давление; время

Как цитировать эту статью: Дидманидзе О.Н. Математическая модель фазового перехода сжиженного метана в криогенном баке транспортного средства / О.Н.Дидманидзе, А.С.Афанасьев, Р.Т.Хакимов // Записки Горного института. 2019. Т. 243. С. 337-347. DOI: 10.31897/PMI.2020.3.337

Введение. Погрузка и транспортировка горной массы в карьерных условиях осуществляется большегрузными транспортными средствами, которые расходуют большое количество дизельного топлива и загрязняют окружающую среду с высоким содержанием взвешенных частиц, образующихся за счет добычи горной породы. В 2017 г. Правительством РФ была принята госпрограмма «Расширение использования природного газа в качестве моторного топлива на транспорте и техникой специального назначения», реализация которой предусмотрена до 2025 г. В связи с этим наиболее перспективным является использование сжиженного природного газа в специальной криогенной топливной системе на борту большегрузного ТС. Это позволит снизить в 3-4 раза выброс вредных веществ, повысить энергоэффективность работы карьерной техники за счет использования на борту криогенного бака, наполненного жидким метаном, сократить при этом в три раза число заправок по сравнению с сжатым природным газом, для которого необходимо использовать большое количество газовых баллонов. С экономической и экологической точки зрения конвертация всего парка карьерной техники не только позволит повысить эффективность производства за счет низкой стоимости газа и улучшения экологической обстановки, но и решить глобальную проблему – снижение парникового эффекта за счет эффективного сжигания метана в тепловых двигателях.

Природный газ как энергоноситель в 3-5 раз дешевле нефтяных видов топлив, что в итоге делает его весьма конкурентоспособным [1-3, 5-7]. На ТС, эксплуатируемых в горных и карьерных условиях, при выполнении горно-добывающих работ начали активно использовать природный газ как альтернативный, экологичный и наиболее дешевый вид топлива. Транспортные средства, адаптированные к сложным горно-геологическим условиям, для добычи минерального сырья используют компримированный природный газ (КПГ) в качестве моторного топлива и газобаллонное оборудование (ГБО) 4-го поколения, предусматривающее использование большого количества баллонов со сжатым метаном. Данный подход связан с неудобством размещения на несущей платформе техники, повышенным риском образования пожаро- и взрывоопасной ситуации в горных

и карьерных условиях. Возможным решением этих проблем является использование природного газа в сжиженном виде. Однако криогенное топливо в свою очередь имеет ряд недостатков: малую плотность, использование сверхнизких температур, высокую летучесть, а при неправильном обращении и высокую взрывоопасность. Именно этим можно объяснить низкие темпы развития газификации газомоторных ТС с использованием сжиженного природного газа и его практического внедрения в различные отрасли народного хозяйства [9, 10].

Моделируя термодинамический процесс газового двигателя, необходимо учитывать теоретические основы и особенности свойств паров топлива и воздуха. Доказано, что в условиях предельно низкой температуры снижение скорости кинетики горения (а не смешение) является основным контролируемым фактором. Возникает вопрос – логично ли использовать характеристические уравнения для более точного описания нестационарного и неравновесного процесса тепловыделения? В данном случае вопрос остается открытым, что и явилось основным фактором для проведения исследовательской работы. Проводились теоретические и практические исследования [16, 19, 20, 23], где рассматривались уравнения, описывающие состояние рабочей смеси в основном для традиционных видов топлив – бензиновых, дизельных и т.д. Для альтернативных видов топлив – сжатого природного газа (CNG – Compressed Natural Gas) и сжиженного нефтяного газа (LPG – Liquefied Petroleum Gas) нет подобных исследований. Рассматриваемый полутеоретический метод прогнозирования основан на трех приближенных теоретических уравнениях скорости распространения пламени: термодинамики, процесса сгорания И.И.Вибе и турбулентной скорости распространения пламени.

Используя криогенную топливную систему в автотранспортном средстве, метан необходимо подавать к исполнительным механизмам (унифицированной свече-форсунке) непосредственно в камеру сгорания в газообразном виде, используя при этом адаптированное ГБО 4-го, 5-го или 6-го поколений с элементами подогрева. Известно, что метан по массовой теплоте сгорания не уступает традиционным видам топлив, в случае создания газовых смесей на основе метана может превзойти по параметрам выделения тепловой энергии, что важно при создании энергоэффективного газомоторного транспортного средства.

В целях повышения энергоэффективности газового двигателя необходимо оптимизировать основные параметры отдельных механизмов и систем двигателя с применением единой электронной системы управления (рис.1), что позволит в целом повысить эксплуатационные характеристики ТС.

В статье рассмотрено наиболее важное направление – влияние отдельных элементов конструкции топливоподающей системы на процесс подачи и сгорания газозооушной смеси непосредственно в камеру сгорания [8, 18].

На российском рынке газомоторной техники существуют два крупных производителя ГДВС, это КамАЗ с серией двигателей КамАЗ-820 и Группа ГАЗ «ЯМЗ» – двигатель ЯМЗ-534 CNG.

Для реализации задачи улучшения эксплуатационных показателей автомобиля, укомплектованного газовым двигателем, работающим по метановому циклу с системой зажигания от электрического разряда, необходимо более подробно рассмотреть процесс подачи сжиженного метана по топливоподающей системе, а также для увеличения срока бездренажного



Рис.1. Схема энергоэффективности газомоторной техники при комплексной оптимизации механизмов и систем газового двигателя

хранения специально спроектированного криогенного бака (КБ) теоретически определить основные показатели нестационарного тепломассообмена межфазового перехода метана из жидкого состояния в газовый.

Подробно рассмотрим процесс заполнения сжиженным метаном КБ, а также без углубления в процесс топливоподачи определим пиковое давление в системе (КБ и трубки), фрагменты математической модели тепломассообменных процессов и теоретическое определение значений пиковых давлений в КБ и трубопроводе при подаче свежего потока LNG, а также времени после пополнения бака новой порцией топлива. В основу данной математической модели заложены и адаптированы научные методики [4, 8, 17, 21, 24].

В процессе исследований конвективного теплообмена криогенного метана в специальном двухрезервуарном КБ необходимо рассчитать градиент температуры и давления в условиях фазового перехода, при котором определяется вектор скорости межфазного перехода из жидкой среды в парообразную. Расчет ведется в условиях искусственного нагрева и охлаждения с максимально приближенными условиями эксплуатации КБ. Исследуемый объект нагревают, а затем охлаждают в специальной камере несколько раз с разными показателями объема наполненного сжиженного метана. Основная цель исследования – анализ процесса температурного изменения при фазовом переходе сжиженного метана с учетом термоизоляционного слоя КБ. По результатам исследований получены зависимости градиента температурного поля и теплоемкости КБ с термоизоляцией.

Методика исследования. Предложена математическая модель, описывающая фазовый переход сжиженного метана в специально разработанном двухрезервуарном криогенном баке с целью определения суммарной теплоемкости в граничных условиях исследуемого объекта.

Исследование показателей теплового потока. Тепловой поток $Q(\tau)$, поступающий к внешней поверхности стенки КБ, созданный искусственно за счет теплового источника, имитирующего солнечное излучение (в дальнейшем – нагреватель), который связан с разностью среднеобъемных температур термоизоляционного слоя внешнего и внутреннего резервуара КБ $\sum T_{1\text{бак}}(\tau_1)$, $\sum T_{2\text{бак}}(\tau_2)$, и искусственного нагревателя $T_{\text{нагр}}$,

$$Q(\tau) = k_{\text{т}}[(T_{1\text{бак}}(\tau_1) + T_{2\text{бак}}(\tau_2)) - T_{\text{нагр}}], \quad (1)$$

где $k_{\text{т}}$ – теплопроводность двухслойной термоизоляционной оболочки стенки КБ.

Уравнение (1) распишем с учетом распределения теплового потока между стенками двух резервуаров цельного топливного КБ, а также между их двухслойными изоляционными оболочками. При определении теплового потока в термоизоляционном КБ с учетом его конструктивных особенностей будем использовать безразмерное число Dn , выражение будет иметь следующий вид:

$$Q(\tau) = \left(C_1(T_{1\text{бак}}) \frac{dT_{1\text{бак}}(\tau_1)}{d\tau_1} + C_{1\text{мс}}(T_{1\text{тс}}) \frac{dT_{1\text{тс}}(\tau_1)}{d\tau_1} \right) Dn_1 + \\ + \left(C_2(T_{2\text{бак}}) \frac{dT_{2\text{бак}}(\tau_2)}{d\tau_2} + C_{2\text{тс}}(T_{2\text{тс}}) \frac{dT_{2\text{тс}}(\tau_2)}{d\tau_2} \right) Dn_2, \quad (2)$$

где C_i – общая теплоемкость соответствующего резервуара с термоизоляционной оболочкой i -го слоя (1 – внешнего, 2 – внутреннего резервуара); T_i – среднеобъемная температура в соответствующем резервуаре с учетом i -го термоизоляционного слоя (ТС).

Зная состав, свойства, а также теплоемкость исследуемого объекта, определим полную теплоемкость КБ по следующему выражению:

$$C(T_{\text{КБ}}) = \left(\frac{k_{\text{т}}[\sum T_{1\text{бак}}(\tau_1) - T_{\text{нагр}}] - C_{1\text{тс}}(T_{1\text{тс}}) \frac{dT_{1\text{тс}}(\tau_1)}{d\tau_1}}{\frac{dT_{1\text{тс}}(\tau_1)}{d\tau_1}} \right) +$$

$$+ \left(\frac{k_t [\sum T_{2\text{бак}}(\tau_2) - T_{\text{нагр}}] - C_{2\text{тс}}(T_{2\text{тс}}) \frac{dT_{2\text{тс}}(\tau_2)}{d\tau_2}}{\frac{dT_{2\text{тс}}(\tau_2)}{d\tau_2}} \right). \quad (3)$$

Проанализировав выражение (3), необходимо замерить среднеобъемную температуру $T_{\text{КБ}}(\tau)$ и двухслойную термоизоляционную оболочку $T_{\text{инз}}(\tau_i)$. По результатам замеров строятся временные зависимости двух показателей $T_{\text{КБ}}(\tau)$ и $T_{\text{инз}}(\tau_i)$, далее путем сравнения по оптимуму полученных результатов временная зависимость температуры в любой выбранной точке контрольной области, аналогичным образом выстраиваем связь со всеми остальными температурными значениями исследуемых областей КБ. Для более точного распределения температурного поля в КБ выбираем сперва цилиндрическую поверхность внешнего резервуара № 1 (БР № 1), а потом цилиндрическую поверхности внутреннего резервуара № 2 (БР № 2), при этом учтем условие второго рода, влияние температурных скачков на двухслойной оболочке в начале БР № 1, далее БР № 2.

Градиент температурного поля цилиндрической поверхности БР № 2 $T_{\text{БР2}}(r, z, \tau)$ можно определить, используя различные методики [9, 10, 17]. В данном случае нет необходимости рассматривать один из вариантов ранее использованных методик, которые подробно представлены в работе [11]. Анализ существующих моделей в ранее проведенных исследованиях показал, что есть определенные граничные условия, которые не были учтены и отражены [14-15] и не дают полного решения показателей теплопроводности сложной системы рециркуляции двухфазного сжиженного метана в конструкции КБ. Поэтому для трансформирования выбранной модели и точности расчета данный тепломассообменный процесс будет описываться уравнением теплопроводности с учетом нестационарности:

$$\frac{\partial^2 T_{\text{БР2}}}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_{\text{БР2}}}{\partial r} + \frac{\partial^2 T_{\text{БР2}}}{\partial z^2} = \frac{1}{a} \frac{\partial T_{\text{БР2}}}{\partial \tau}; \quad (4)$$

$$\frac{\partial^2 T_{\text{БР1}}}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_{\text{БР1}}}{\partial r} + \frac{\partial^2 T_{\text{БР1}}}{\partial z^2} = \frac{1}{a} \frac{\partial T_{\text{БР1}}}{\partial \tau}. \quad (5)$$

Решение поставленной задачи требует установки следующих начальных и граничных условий: при нагреве $T_{\text{нагр}} > T_{\text{БР}i}$, где $T_{\text{БР}i}$ – температурное поле внутреннего и внешнего резервуаров (БР № 1 и БР № 2), соответственно,

$$\sum T_{\text{КБ}}(r, z, \tau) = \sum T_{\text{БР}i} + \sum (T_{\text{нагр}} - T_{\text{БР}i}) \delta_{\text{БР2}}(r, z, \tau); \quad (6)$$

при охлаждении $T_{\text{БР}i} > T_{\text{нагр}}$

$$\sum T_{\text{КБ}}(r, z, \tau) = \sum T_{\text{БР}i} - \sum (T_{\text{нагр}} - T_{\text{БР}i}) \delta_{\text{БР2}}(r, z, \tau), \quad (7)$$

где $\delta_{\text{БР2}}(r, z, \tau)$ – относительная избыточная температура БР № 2 криобака; $\delta_{\text{обр}}$ определяем по методу [4].

Дифференциальное уравнение теплопроводности БР № 1 и БР № 2 с учетом термоизоляционного слоя и указанных начальных и граничных условий будет иметь следующий вид:

$$\frac{\partial^2 T_{\text{ИЗ1}}}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 T_{\text{ИЗ1}}}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_{\text{ИЗ1}}}{\partial r} = \frac{1}{a} \frac{\partial T_{\text{ИЗ1}}}{\partial \tau}; \quad (8)$$

$$\frac{\partial^2 T_{\text{ИЗ2}}}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 T_{\text{ИЗ2}}}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_{\text{ИЗ2}}}{\partial r} = \frac{1}{a} \frac{\partial T_{\text{ИЗ2}}}{\partial \tau}. \quad (9)$$

Анализ результатов вычислений показал, что каждая полученная средняя температура в поперечном сечении расчетной площади термоизоляционного слоя связана температурой соответственно ВР № 1 и ВР № 2 КБ следующим выражением.

$$\sum T_{из_i}(\tau) = T_{КБ} + 0,532(\sum T_{ВР_i} - T_{КБ}). \quad (10)$$

Скорость изменения средней температуры в поперечном сечении расчетной площади термоизоляционного слоя каждого резервуара определяется из выражения

$$\frac{dT_{из_i}(\tau)}{d\tau} = 0,468 \frac{dT_{КБ}(\tau)}{d\tau}. \quad (11)$$

Анализ результатов температурных полей, полученных по выражению (11), показал, что для полного понимания тепломассообменного процесса необходимо определение суммарного показателя теплоемкости КБ с изоляционной оболочкой, который имеет следующий вид:

$$\sum C(T_{КБ}) = \frac{k_m[T_{КБ} - \sum T_{ВЗ_i}]}{\frac{dT_{КБ}}{d\tau}} - 0,468 \sum C_{из_i}(\sum T_{из_i}). \quad (12)$$

Определяя теплоемкость двухрезервуарного КБ, необходимо внутри объема рассмотреть математическую модель процесса нестационарного тепломассообмена двухфазной среды сжиженного метана.

Исследование показателей процесса нестационарного тепломассообмена двухфазной среды сжиженного метана в КБ. В разрабатываемой математической модели, необходимо учесть исследуемые фазы: жидкую фазу обозначим коэффициентом $k_{ж} = 1$ и газообразную $k_{г} = 2$ с изменяемой гетерогенной поверхностью на границе раздела жидкого и парообразного метана в системе ЖМ-ПМ. Также необходимо учесть твердую стенку емкости, принятую как $k_{т} = 3$ в качестве замкнутого объема [6]. Тепломассообменный процесс, рассматриваемый в объеме внутреннего резервуара с граничными условиями ЖМ-ПМ, рассматривается для каждой области отдельно для парообразного и жидкого метана. Для определения скорости фазового перехода сжиженного метана, выразив через градиент температур в заданном КО по всей границе раздела, впервые в модернизированном виде представим модель в виде двух- или трехмерной декартовой системы координат (ДСК) с дробными контрольными объемами в пространстве:

$$\frac{\partial \rho_k}{\partial \tau}(x_k, y_k, z_k); \quad \rho_k \vec{V}_k(x_k, y_k, z_k); \quad \lambda_k T_k(x_k, y_k, z_k). \quad (13)$$

В функции (13) тепломассообменного процесса рассмотрим основные ее величины в пространстве по осям декартовой системы координат с учетом векторного дифференциального оператора изменяющихся показателей плотности и векторной скорости фазового перехода сжиженного метана, находящегося в КБ.

При рассмотрении процесса тепломассообмена сжиженного метана в замкнутом объеме в основе предлагаемой математической модели заложено уравнение сохранения массы фаз

$$\frac{\partial \rho_{ж}}{\partial \tau} + \nabla(\rho_{ж} \vec{V}_{ж}) = -\sum_{i=1}^{n_i} m_i, \quad (14)$$

где $\rho_{ж} = \varepsilon \rho_{ж}^0$ – приведенная плотность исследуемой k -й фазы природного газа; ε – объемная доля фазы в газообразном виде; n – газовая смесь, состоящая из i -го компонента газа (CH_4 , C_2H_6 , C_3H_8 , C_4H_{10} , C_5H_{12} , H_2 , CO_2 , N_2 и т.д.); m_i – объемная плотность потока массы i -го компонента газа в метане, переходящего из жидкой в газообразную фазу.

В работе представлены фрагменты упрощенной математической модели процесса тепломассообмена фазового перехода сжиженного метана в замкнутом объеме разработанного криогенного бака для определения доли выделившегося метана из жидкой фазы в газообразную. Определение

скорости фазового перехода сжиженного метана в криогенном баке дает возможность разработать технологию рециркуляции газа с целью продления срока хранения сжиженного метана в бездренажном режиме. Рассмотрим процесс преобразования вектора скорости и плотности потока массы газа в заданном объеме.

Модернизированное уравнение будет иметь следующий вид:

$$\frac{\partial \rho_k}{\partial \tau} + \nabla (\rho_k \vec{V}_k) = 0, \quad (15)$$

$$\frac{\partial (\rho_k V_{k,x})}{\partial \tau} + \nabla (\rho_k \vec{V}_k V_{k,x} - \rho_k v_{k,eff} \nabla V_{k,x}) = -\frac{\partial \rho_k}{\partial x} + g_x \rho_k, \quad (16)$$

$$\frac{\partial (\rho_k V_{k,y})}{\partial \tau} + \nabla (\rho_k \vec{V}_k V_{k,y} - \rho_k v_{k,eff} \nabla V_{k,y}) = -\frac{\partial \rho_k}{\partial y} + g_y \rho_k, \quad (17)$$

$$\frac{\partial (\rho_k h_k)}{\partial \tau} + \nabla (\rho_k \vec{V}_k h_k - \lambda_{k,eff} \nabla T_k) = -\frac{\partial \rho_k}{\partial \tau} + Q_{r,k}, \quad (18)$$

$$\lambda_{k,eff} = \lambda_k + \rho_k C_{p,k} \frac{v_{k,t}}{P_{\Gamma_t}}, \text{ принимаем } k = 1, 2,$$

где $\lambda_{k,eff}$ – коэффициент эффективной теплопроводности метана в исследуемой k -й фазе; v_k – среднemasовая скорость метана в исследуемой k -й фазе; ρ_k – плотность метана в исследуемой k -й фазе; \vec{V}_k – вектор скорости метана при фазовом переходе; $C_{p,k}$ – теплоемкость метана при постоянном давлении в исследуемой k -й фазе; T_k – температура метана в исследуемой k -й фазе; $Q_{r,k}$ – тепловой поток в объеме КБ; h_k – длина патрубка на выходе в топливную систему; τ – время захождения при наполнении жидкого метана в КБ.

Температура стенки криогенного бака в граничных условиях рассчитывалась по уравнению теплопроводности

$$\rho_3 C_3 \frac{\partial T_3}{\partial \tau} - \nabla (\lambda_3 \nabla T_3) = Q_{V,3} + Q_{r,3}. \quad (19)$$

Необходимо также рассмотреть условия фазового перехода сжиженного метана в границе преобразования из кипящего в жидкое состояние с учетом определения критической температуры метана $T_{кр. \min}$.

В условиях повышенных давлений в исследуемых объемах КБ необходимо знать максимально допустимые критические температуры, для чего используется модернизированное уравнение Гривса – Тодоса для однокомпонентного природного газа. Критическая температура газа в криогенной топливной системе определяется выражением:

$$T_{кр. \min} = \sum_{i=1}^n \left(T_k / \left[1 + (1/x_i) \sum_{j \neq i}^{j=1} A_{ij} x_j \right] \right), \quad (20)$$

где x_i – мольная доля i -го газа; x_j – мольная доля j -го газа; A_{ij} – постоянный коэффициент газовой смеси.

Показатель A_{ij} в уравнении (20) определяется по методике, представленной в источнике [5] как функция $\tau = T_{mj} / T_{mi}$ (отношение нормальных температур кипения) при условии, что $\tau > 1$. Если в криогенной топливной системе будем находиться смесь газов на основе метана, то выражение (20) будет иметь следующий вид:

$$T_{кр. \min} = T_{G1} / [1 + (x_2 / x_1) A_{12}] + T_{G2} / [1 + (x_1 / x_2) A_{21}]. \quad (21)$$

Приведенная корреляция применима также к криогенным топливным системам с содержанием различных ароматических углеводородов и корректировки температур чистых ароматических компонентов по правилу [10]:

$$T_{кр. кор} = \begin{cases} T_{кр} - 8 \text{ (если } x_{аром} > 0,6) \\ T_{кр} - 22 \text{ (если } x_{аром} < 0,6) \end{cases} \quad (22)$$

При использовании метанового числа в качестве основного показателя газового топлива в сжиженном виде необходимо учитывать состав смесей в объемных долях, например, для использования в топливной системе смеси метан – бутан берем для каждого газа свой постоянный коэффициент, полученный эмпирическим способом, $A_{12} = 0,86$ и $A_{21} = 0,60$ (1 – метан, 2 – бутан).

Данный расчет необходим при использовании смесей газов в составе сжиженного метана для увеличения срока хранения природного газа в криогенном баке в бездренажном режиме.

Для описания теплообменного процесса в КБ, наполненном жидким метаном, при учете скорости фазового перехода уравнения (20)-(22) пропускаем и проводим расчет, используя уравнения (13)-(18) для дальнейшего моделирования теплообменного процесса в КБ с термоизоляционной оболочкой.

Из уравнений (18) и (19) следует, что некоторые члены введены для точности расчета и дальнейшего моделирования процесса конвективного теплообмена в граничных условиях между стенкой в верхней части ВР № 2 и жидкой фазы метана в нижней части по всей границе раздела.

Используя некоторые допущения в уравнении, с учетом закона сохранения энергии для фазы k выражение будет иметь следующий вид:

$$\rho_k \frac{\partial h_k}{\partial \tau} = \nabla \left(\frac{\lambda_{k,eff}}{C_{pk}} \nabla h_k \right) + Q_{r,k} \quad (23)$$

Для расчета изменения давления в пространстве $dP_0 / d\tau$ запишем выражение

$$\frac{\partial \rho_k}{\partial \tau} = \left(\frac{\partial \rho_k}{\partial p} \right)_T \frac{\partial p_0}{\partial \tau} + \left(\frac{\partial \rho_k}{\partial T} \right)_p \frac{\partial T}{\partial \tau} = \rho_k \alpha_k \frac{\partial p_0}{\partial \tau} - \rho_k \beta_k \frac{\partial T}{\partial \tau}, \quad (24)$$

где $\alpha_k = \frac{1}{\rho_k} \left(\frac{\partial \rho_k}{\partial T} \right)_T$ – коэффициент, учитывающий изотермическую сжимаемость природного

газа; $\beta_k = \frac{1}{\rho_k} \left(\frac{\partial \rho_k}{\partial T} \right)_p$ – коэффициент, учитывающий

температурное расширение природного газа.

Проинтегрировав выражение (24), получим уравнение, соответствующее условиям состояния газа, занятое k -й фазой в расчетном объеме наложенной сетки в ДСК. Просуммировав все уравнения, которые соответствуют каждой своей фазе, получим уравнение для вычисления производной по времени в зависимости от среднего давления:

$$\frac{dp_0}{d\tau} = \frac{\sum_k \int v_k \rho \beta_{tk} \frac{\partial T}{\partial \tau} dV}{\sum_k \int v_k \rho \alpha_{tk} dV}. \quad (25)$$

Расчетная сетка с обозначением основных узлов и граней выделенного контрольного объема (КО) в цилиндрической части КБ показана на рис.2 [12], буквой f обозначена фазовая граница. Необходимо ввести сле-

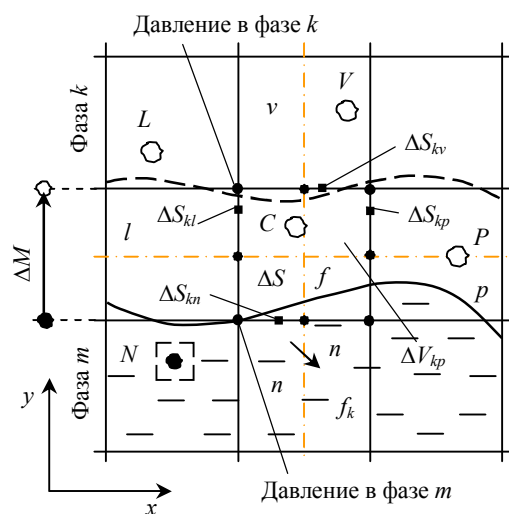


Рис.2. Расчетная сетка моделирования фазового перехода сжиженного метана в системе «жидкость – газ» в двухмерной (OX, OY) декартовой системе координат

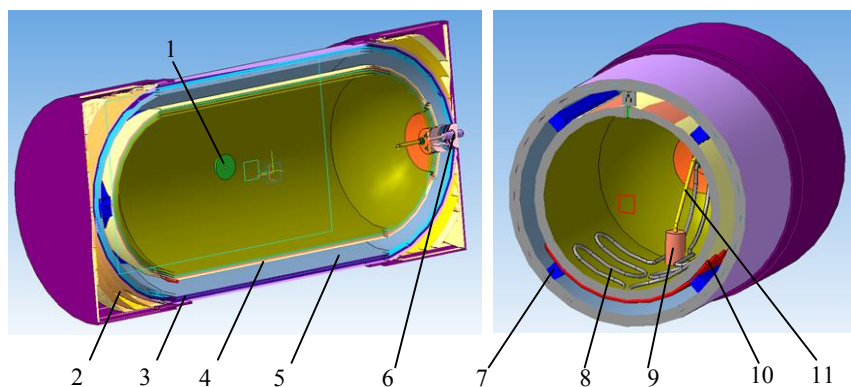


Рис.3. Общий вид криогенного бака для транспортных средств

1 – клапан сброса газа; 2 – многослойная термозоляция; 3 – внешняя емкость с двухслойной изоляцией; 4 – внутренняя емкость с двухслойной изоляцией; 5 – межкостное газовое пространство; 6 – центральная магистраль подачи сжатого газа; 7 – межкостные проставки; 8 – подающая газовая трубка с каскадным дросселированием; 9 – питатель газа; 10 – сбрасывающая трубка с каскадным дросселированием; 11 – трубка питателя

дующие расчетные параметры для описания дробных КО: ΔS_{kj} – площадь грани j КО, занимаемая в фазе k ($j = \{p, l, v, n\}$), состоящая из граней ΔS_{kp} – правая, ΔS_{kl} – левая, ΔS_{kv} – верхняя, ΔS_{kn} – нижняя; ΔV_{kp} – объем метана, занимающий цилиндрическую часть бака с учетом соответствующей фазы k ; ΔS_{ki} – расчетная площадь i -го отрезка, которая принадлежит соответствующему КО.

Принятые для моделирования состояния газа в емкости узловые точки C, P, L, V, N

были помещены в центр схождения масс КО, занятой или заполненной соответствующей фазой, следовательно некоторые точки в узловой части (L, P, C) или (C, N, V) не могут находиться на одной прямой линии.

Сетку разделим на соответствующие площади, которые будут учитываться для определения массового потока сжиженного метана через условно принятую грань в межфазной границе.

Уравнение сохранения массы (14), модернизировав в уравнение (15) и проинтегрировав, представим в следующем виде:

$$\frac{\rho_p - \rho_p^0}{\Delta \tau} \Delta V_c + \sum F_j = 0, \quad (26)$$

где $F_j = \vec{n}_j \rho_j \vec{V}_j \Delta S_j$ – массовый поток газа через малые отрезки межфазовой границы раздела КО; \vec{n}_j – единичный вектор, отнесенный к межфазовому граничному разделу КО ($j = \{p, l, v, n, f\}$); $\sum F_j = F_p + F_l + F_v + F_n + F_f$ – сумма массовых потоков газа в определенных границах криогенного бака в поперечном сечении: p – правой, l – левой, v – верхней, n – нижней, f – центральной частях.

Подробная математическая модель описания тепломассообмена в криогенном баке представлена в работе [18], где рассмотрены граничные условия КО, рассчитаны поля давления в основных узловых точках фазовой границы расчетной сетки КО. Полученная система алгебраических уравнений в результате дискретизации решается при использовании метода продольно-поперечной прогонки тепломассообмена в прямоугольнике КО. Для реализации универсальности математической модели, используя программу FlowVision, удалось смоделировать процесс образования изотермических зон и полей векторов скоростей фазового перехода сжиженного метана в криогенном баке.

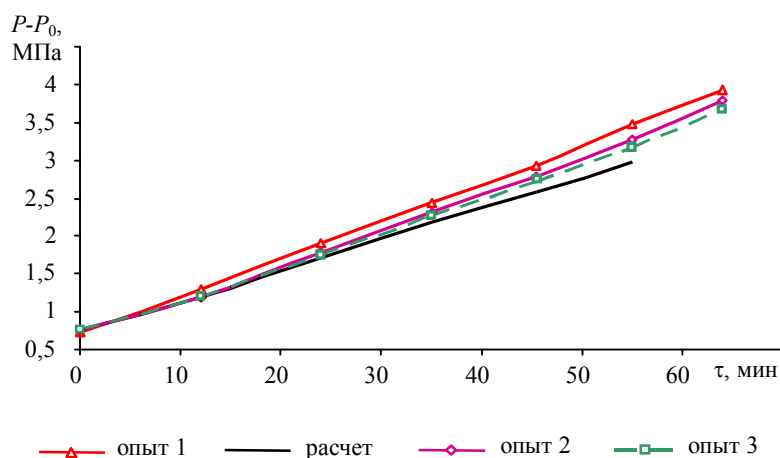


Рис.4. Зависимость насыщенного давления газа от времени нагрева при фазовом переходе сжиженного метана для опытов 1-3 при 50 %-ном наполнении бака

Обсуждение результатов. Результаты математического моделирования фазового перехода сжи-

женного метана в цилиндрической части исследуемого объекта позволили разработать методику контроля температурного поля в КБ в целях увеличения срока хранения жидкого метана в бездренажном режиме. Теплофизические свойства сжиженного природного газа использовались по полученным экспериментальным данным [28]. На основании полученных результатов [13] был разработан опытный образец двухрезервуарного криогенного бака с термоизоляционной оболочкой (рис.3).

Проведем расчет конвективного теплообмена при бездренажном хранении (БХ) сжиженного метана в двухрезервуарном криогенном баке. Показатели исследований от начального состояния теплового притока в объеме газа в зависимости от продолжительности времени нагрева наглядно иллюстрирует рис.4.

Опыты 1 и 2 проводятся практически в одинаковых условиях при наполнении сжиженного метана в криогенный бак и воздействию солнечного теплового потока. Некоторое расхождение экспериментальных данных вызвано разностью начальных условий тепловых воздействий на топливозаправочную систему после закрытия клапана.

При длительном воздействии тепловых потоков, исходящих от моторного отсека транспортного средства и солнечного излучения на стенки КБ с термоизоляционной оболочкой, в опыте 4 наблюдается высокая сходимость экспериментальных данных и расчетных показателей бездренажного хранения сжиженного метана.

Характерные поля скорости и температуры в жидкости и газе представлены на рис.5.

Скорость изменения температурного поля от времени в жидкой фазе метана, находящегося в КБ, показана на рис.6.

Временные результаты полученных температур в баке, исходящих от оси симметрии бака на начальной стадии процесса захлаживания, показаны на рис.7. Линии кривых, соответствующие уровням 1-3, относятся к точкам, находящимся на расстояниях ниже оси симметрии бака: $-0,10$, $-0,2$ и $-0,3$ м, линия кривой 4 показывает изменение температуры подаваемого метана через входной патрубок.

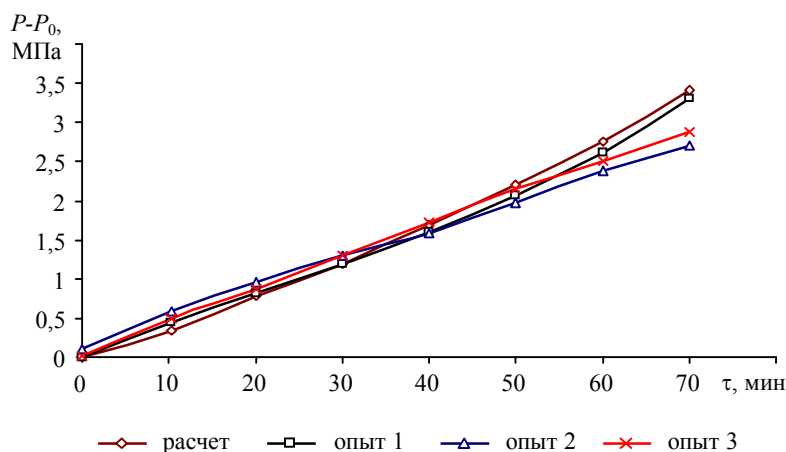


Рис.5. Зависимость давления метана в КБ от времени БХ

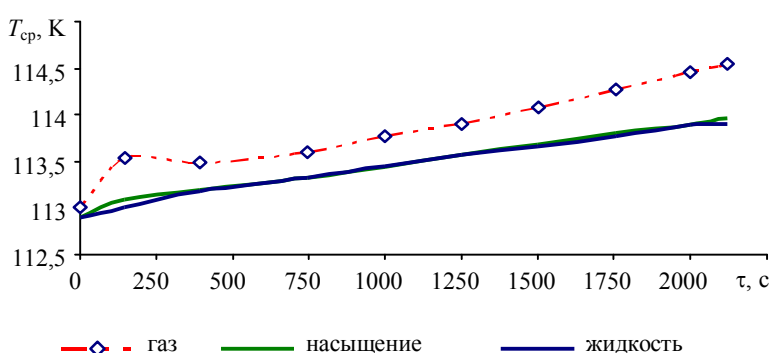


Рис.6. Зависимость экспериментальных результатов средних температур от времени хранения сжиженного метана

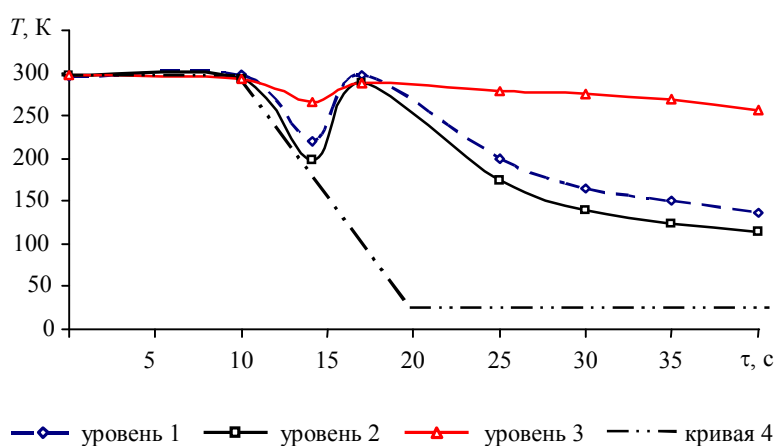


Рис.7. Зависимость экспериментальных результатов температуры от времени исходящих от оси симметрии бака при начальной стадии процесса захлаживания



Анализируя общую структуру движущихся течений в баке при установившемся режиме ($\tau > 600$ с), можно выделить в исследуемой области температурного поля две зоны. Первая – это пограничный слой, образующийся на внутренней стенке бака, вторая – это сердцевина, образуемая в центральной части емкости.

В работе использовано программное обеспечение FlowVision для математического моделирования исследуемых процессов в топливной системе горной газомоторной техники. Обработка данных выполнялась в пакете прикладных программ Microsoft Office Excel. Обоснованность, достоверность научных положений, выводов и рекомендаций подтверждаются значительным объемом проведенных лабораторных исследований, стендовых и эксплуатационных испытаний, а также высокой сходимостью полученных теоретических и экспериментальных результатов.

Заключение. В статье рассмотрен тепломассообменный процесс фазового перехода сжиженного метана путем определения суммарной теплоемкости КБ в режиме нагрева – охлаждения. Измерения проводились в диапазоне температур от 52 до 310 К в режиме искусственного нагрева – охлаждения. Измерения осуществлялись в двухрезервуарном криогенном баке для сжиженного метана. Подробные результаты исследований представлены в опубликованных работах [13, 21]. Результаты экспериментальных данных, представленных на рис.4-7, подтверждают эффективность использования сжиженного природного газа, заправленного в специальный криогенный бак, предназначенный для большегрузных ТС, эксплуатирующихся в горных и карьерных условиях. В результате достигнуто улучшение следующих показателей: пробег газомоторной техники в сравнении с работой на стандартных видах топлив увеличивается в 3 раза; срок хранения сжиженного метана в КБ в бездренажном режиме увеличивается в 2-2,5 раза.

ЛИТЕРАТУРА

1. Асланян Г.С. Программа расчета состава, термодинамических и переносных свойств многокомпонентных химически реагирующих гетерогенных систем / Г.С.Асланян, П.П.Иванов, С.С.Мунвез. Препринт ИВТАН. № 2-374. М.: ИВТАН, 1994. 54 с.
2. Афанасьев А.С. Влияние режимов использования дизеля на дымность отработавших газов / А.С.Афанасьев, Р.Т.Хакимов, С.М.Загорский // Техничко-технологические проблемы сервиса. 2014. № 2 (28). С. 56-58.
3. Афанасьев А.С. Обоснование режимов оценки экологической безопасности дизелей автомобильной техники / А.С.Афанасьев, Р.Т.Хакимов, С.М.Загорский // Вестник Таджикского технологического университета. 2015. № 3 (31). С. 225-227.
4. Горский В.В. Математическое моделирование процессов тепло- и массообмена при аэротермохимическом разрушении композиционных теплозащитных материалов на кремнеземной основе / В.В.Горский, П.Я.Носатенко. М.: Научный мир, 2008. 256 с.
5. Дидманидзе О.Н. Исследования показателей тепловыделения газовых двигателей / О.Н.Дидманидзе, А.С.Афанасьев, Р.Т.Хакимов // Записки Горного института. 2018. Т. 229. С. 50-55. DOI: 10.25515/PMI.2018.1.50
6. Дидманидзе О.Н. Энергетические установки автомобиля нового поколения / О.В.Дидманидзе, С.А.Иванов, С.В.Козлов // Приводная техника. 2014. № 4. С. 36-53.
7. Долганов К.Е. Система питания и регулирования для переоборудования дизелей в газодизели / К.Е.Долганов, А.А.Лисовал, Ю.И.Колесник // Двигателестроение. 1995. № 2. С. 6-10.
8. Дульнев Г.Н. Основы теории тепломассообмена / Г.Н.Дульнев, С.В.Тихонов. СПб: СПбГУ ИТМО, 2010. 93 с.
9. Жоу Д. Расширенная необратимая термодинамика / Д.Жоу, Х.Касас-Баскес, Дж.Лебон. М.-Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», Институт компьютерных исследований, 2006. 528 с.
10. Зайченко В.М. Пиролиз на углеродных матрицах / В.М.Зайченко, И.Л.Майков. М.: ООО «Издательский дом Недра», 2014. 235 с.
11. Математическое моделирование гидродинамики и теплообмена в движущихся жидкостях / И.В.Кудинов, В.А.Кудинов, А.В.Еремин, С.В.Колосенков. СПб: Лань, 2015. 208 с.
12. Русинов Р.В. Двигатели автомобилей и тракторов. Устройство и расчет систем двигателей. СПб: СПбГТУ, 1998. С. 120.
13. Хакимов Р.Т. Математическое моделирование двухфазной среды элементов топливopодaющей системы ГБО авто-тракторной техники // Известия Санкт-Петербургского государственного аграрного университета. 2018. № 3 (52). С. 220-226.
14. Цой П.В. Системные методы расчета краевых задач тепломассопереноса. М.: Изд-во МЭИ, 2005. 568 с.
15. Шашков А.Г. Волновые явления теплопроводности. Системно-структурный подход / А.Г.Шашков, В.А.Бубнов, С.Ю.Яновский. М.: Едиториал, УРСС, 2004. 296 с.
16. Alternative Fuels for U.S. Transportation / John D.Maples, James S.Moore Jr., Philip D.Patterson, Vincent D.Schaper; AIF06. Committee of Alternative Transportation Fuels, 2000. P. 15.
17. Effects of hydraulic resistance and heat losses on deflagration-to-detonation transition / L.Kagan, D.Valiev, M.Liberman, V.Gamezo, E.Oran, G.Sivashinsky // Deflagrative and detonative combustion. М.: TORUS PRESS, 2010. P. 157-168.
18. Larbi S. Heat and mass transfer with interaction effects analysis between an external flow and a capillary porous body // International Review of Mechanical Engineering. 2008. Vol. 2. № 5. P. 797-802.



19. *Liss W.E.* Natural Gas as a Stationary and Vehicular Fuel / W.E.Liss, W.H.Thrasher // SAE Technical Paper. 1991. № 912364. DOI: 10.4271/912364
20. *Litvinenko V.* The Role of Hydrocarbons in the Global Energy Agenda: The Focus on Liquefied Natural Gas // Resources. 2020. Vol. 9. № 5. P. 59-81.
21. Study on Performance and Exhaust Gas Characteristics of Directly Injected CNG Engine / W.Lee, Doo-Sung Baik, T.Rogers, P.Petersen // International Journal of Bio-Science and Bio-Technology. 2014. Vol. 6. № 2. P. 179-186.
22. Strategic assessment aspect of vehicles' technical condition influence upon the ecosystem in regions / R.Khakimov, S.Shirokov, A.Zykin, E.Vetrova // Transportation Research Procedia. 2017. Vol. 20. P. 295-300.
23. *Weaver C.S.* Dual Fuel Natural Gas/Diesel Engines: Technology, Performance, and Emissions / C.S.Weaver, S.H.Turner // SAE Technical Paper. 1994. № 940548. DOI: 10.4271/940548
24. *Yankov G.G.* Mathematical Model and 3D Numerical Simulation of Heat and Mass Transfer in Metal-hydride Reactors // Proceedings of Taiwan-Russia Joint Symposium on Hydrogen & Fuel Cell Technology Application. Taiwan Institute of Economic Research, 2008. P. 362-375.

Авторы: **О.Н.Дидманидзе**, д-р техн. наук, профессор, академик РАН, didmanidze@rgau-msha.ru (Российский государственный аграрный университет им.К.А.Тимирязева, Москва, Россия), **А.С.Афанасьев**, канд. воен. наук, профессор, a.s.afanasev@mail.ru (Санкт-Петербургский горный университет, Санкт-Петербург, Россия), **Р.Т.Хакимов**, канд. техн. наук, доцент, haki7@mail.ru (Санкт-Петербургский государственный аграрный университет, Санкт-Петербург, Россия).

Статья поступила в редакцию 11.09.2019.

Статья принята к публикации 24.03.2020.