

Н. М. Цирельман, Р. Р. Мустафин

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОМАССОБМЕНА ПРИ ГИДРОГАШЕНИИ РДТТ

Разработана математическая модель процессов тепломассообмена каплей жидкости с продуктами сгорания твердого топлива. В ее структуре впервые детализированы протекание процесса испарения каплей с учетом формирования нестационарных температурных полей в области с подвижной во времени границей и особенностей механизма массообмена каплей в зависимости от температуры их поверхности. *Испарение каплей жидкости, тепломассообмен, гидрогашение, впрыск жидкости*

ВВЕДЕНИЕ

Использование твердотопливных ракетных двигателей (РДТТ) в качестве двигательной установки верхних ступеней баллистических ракет вызывает необходимость применения специальных методов полного сброса тяги в момент достижения ракетой необходимой скорости полета. Одним из основных средств сброса тяги в РДТТ является вскрытие дополнительных отверстий в камере сгорания, приводящее к прекращению работы двигателя в связи с гашением заряда, обусловленным резким падением давления в камере сгорания. Данный процесс именуется отсечкой или обнулением тяги двигателя.

В крупногабаритных двигателях отсечка тяги путем вскрытия дополнительных отверстий не приводит к гашению заряда, если площадь вскрываемых отверстий является небольшой. Трудности в гашении твердотопливного заряда, особенно из смесового топлива, вскрытием дополнительных отверстий в камере сгорания привели к необходимости разработки более эффективных способов гашения. В качестве одного из таких способов может применяться впрыск жидкости в камеру сгорания.

Гашение РДТТ путем ввода в камеру сгорания жидкости имеет ряд преимуществ по сравнению с отсечкой тяги механическими средствами:

- уменьшенное возмущающее воздействие на летательный аппарат;
- отсутствие дополнительного теплового воздействия на элементы летательного аппарата в процессе отсечки;
- возможность повторного запуска [1].

Исследование процесса тепломассообмена при взаимодействии каплей жидкости с газовым потоком в твердотопливных ракетных двигателях

(РДТТ) является одной из актуальных технических задач. Он имеет место при гидрогашении РДТТ. Математическое моделирование столь сложного процесса основывается на рассмотрении системы уравнений, содержащей фундаментальные уравнения математической физики, начальные и граничные условия. Из-за сложности такой математической модели аналитическое решение поставленной задачи тепломассообмена в общем случае затруднительно и необходима разработка алгоритма численного определения параметров двухфазного потока. Поэтому актуальными являются разработка математической модели и программная реализация численных методов расчета параметров тепломассообмена при гидрогашении РДТТ.

В процессе гидрогашения для интенсивного снижения температуры газового потока в него впрыскивается жидкость с большой теплотой фазового перехода. Следовательно, актуальной становится задача по разработке математической модели гидрогашения, в которой испарение каплей рассматривается не как мгновенный процесс, а процесс, протекающий с конечной скоростью в зависимости от внешних для каплей условий, которые характеризуются параметрами газовой фазы.

1. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА ТЕПЛОМАССОБМЕНА

На рис. 1 представлена принципиальная схема РДТТ с узлом гашения посредством впрыска жидкости [2].

Под действием высокого давления, создаваемого пороховым зарядом 1, жидкость 2 впрыскивается через распылительные форсунки 3 в камеру сгорания РДТТ и, двигаясь с большой скоростью в высокотемпературных газах продуктов сгорания, капли жидкости испаряются. При этом в области распространения частиц

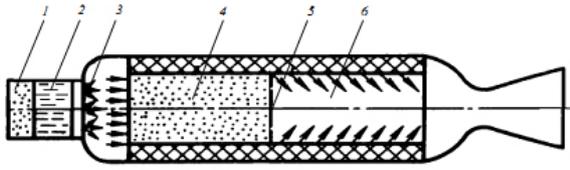


Рис. 1. Схема РДТТ с узлом гидрогашения:

- 1 – пороховой газогенератор; 2 – охлаждающая жидкость; 3 – форсунки; 4 – область охлажденных продуктов сгорания и паров охладителя;
- 5 – поверхность контактного разрыва;
- 6 – область чистых продуктов сгорания

жидкости образуется охлажденная парогазовая смесь 4, отделенная поверхностью контактного разрыва 5 от чистых продуктов сгорания 6. В период впрыска контактный разрыв перемещается от переднего днища в сторону соплового. В качестве хладагента выбирается жидкость с большой теплотой фазового перехода, что дает интенсивное снижение температуры смеси. В результате впрыска ее относительное уменьшение должно быть выше относительного повышения плотности смеси за счет поступления паров жидкости, так как только в этом случае будет происходить спад давления в камере сгорания. Прекращение горения происходит в первую очередь на той части поверхности заряда, которая находится в зоне парогазовой смеси. До тех пор, пока не достигнуто полное прекращение горения заряда, в объем камеры сгорания поступают новые порции продуктов сгорания. Интенсивность данного поступления характеризуется временем обновления газа $t_{обн}$, которое рассчитывается по зависимости

$$t_{обн} = \frac{m_T}{\dot{m}_T} \quad (1)$$

где m_T и \dot{m}_T – масса и массовый расход продуктов сгорания. Для большинства РДТТ значение находится в диапазоне 0,3–0,5 с, а для маршевых РДТТ оно составляет 3–4 с [3]. Гидрогашение оказывается эффективным в том случае, когда за время ввода необходимой порции хладагента в объем камеры сгорания РДТТ поступит существенно меньшее количество продуктов сгорания, чем в ней находится. Это означает, что время впрыска должно быть меньше значения $t_{обн}$ на 1–2 порядка [3]. Уменьшение времени впрыска ниже определенных значений нецелесообразно.

При определенных величинах интенсивности и объема впрыска скорость и глубина спада давления в камере сгорания превышают критические значения, при этом происходит затухание горения по всей поверхности твердого топлива, независимо находится ли она в зоне парогазовой смеси или в зоне чистых продуктов сгорания [4]. Резкое снижение температуры смеси приводит к прекращению подвода теплоты к поверхности заряда, температура которой сопоставима с температурой газификации топлива. В этом случае газифицируемый слой не может существовать продолжительное время и в условиях резкого спада температуры и давления он разрушается.

В связи с тем, что зона, занятая парогазовой смесью, в процессе гашения заряда увеличивается, каждые последующие капли впрыснутой жидкости пролетают большее расстояние до полного испарения, чем их предшественники. Данное расширение зоны парогазовой смеси вызывает увеличение времени существования капель, снижая интенсивность впрыска.

Поэтому при создании математической модели процесса гидрогашения мы полагаем необходимым детальное описание тепломассобмена между каплями впрыснутой жидкости и продуктами сгорания твердого топлива с учетом формирования градиента температуры по радиусу капли в процессе ее прогрева. Необходим также учет наличия внешних сил, действующих на капли, распределения диаметров частиц жидкости и других факторов.

Течение газа в канале твердотопливного заряда без учета сил трения, сил инерции и теплопроводности описывается системой уравнений:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho f) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho f w) = \rho_T \gamma u \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho f w) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho f \beta w^2) = -f \frac{\partial p}{\partial x} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left[\rho f \left(cT + \beta \frac{w^2}{2} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\rho f w cT + \beta \frac{w^2}{2} \right] \\ = \rho_T \gamma u Q_T - \frac{\partial}{\partial x}(\rho f w) \quad (4) \end{aligned}$$

$$p = \rho RT \quad (5)$$

где $\beta = \frac{1}{w_0^2} \int_f w^2 df$; p , ρ , T – средние по сечению канала давление, плотность и температура газовой смеси; w и w_0 – средняя по сечению скорость газового потока и ее значение на входе; f – площадь поперечного сечения канала; γ – смоченный периметр канала заряда; d – диаметр канала заряда; Q_T – удельная теплота сгорания твердотопливного заряда; R – газовая постоянная продуктов сгорания.

В общем случае скорость горения твердотопливного заряда зависит от множества факторов, но в прикладных задачах для конкретного вида топлива можно ограничиться законом горения

$$u = u_0 p^\nu, \quad (6)$$

где u_0 – известная для нормальных атмосферных условий скорость горения; p – давление в камере сгорания; ν – показатель степени, определяемый экспериментальным путем, $\nu < 1$.

Используя принцип квазистационарности, систему уравнений (2)–(5) можно записать в виде

$$\frac{\partial}{\partial x} \rho f w = \rho_T \gamma u, \quad (7)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \beta \rho f w^2 = -f \frac{\partial p}{\partial x}, \quad (8)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\rho f w \left(c_p T + \beta \frac{w^2}{2} \right) \right] = \gamma \rho_T u Q_T - \frac{\partial}{\partial x} p w f, \quad (9)$$

$$p = \rho R T. \quad (10)$$

Построение математической модели поведения каплей жидкости в потоке газа в данной работе основывается на подходе Лагранжа. Следуя ему, полагаем, что на каплю жидкости, движущуюся в газовом потоке, действуют различные силы, показанные на рис. 2, на котором обозначены: \vec{w} – скорость газового потока; \vec{w}_k – скорость капли; \vec{F}_c – сила аэродинамического сопротивления капли (данный вектор параллелен вектору относительной скорости $\Delta \vec{w} = \vec{w} - \vec{w}_k$); $\vec{F}_{w.и} = m_k d\vec{w}/dt$, $\vec{F}_{к.и} = -m_k d(\Delta \vec{w})/dt$ – инерционные силы (m_k – масса капли); $\vec{F}_{кор} = -2m_k \omega \Delta \vec{w}$ – кориолисова сила (ω – угловая скорость вращения капли); $\vec{F}_{т.и} = -2m_k \omega \vec{w}$ – тангенциальная сила инерции; $\vec{F}_g = -m_k \vec{g}$ – сила гравитационного поля.

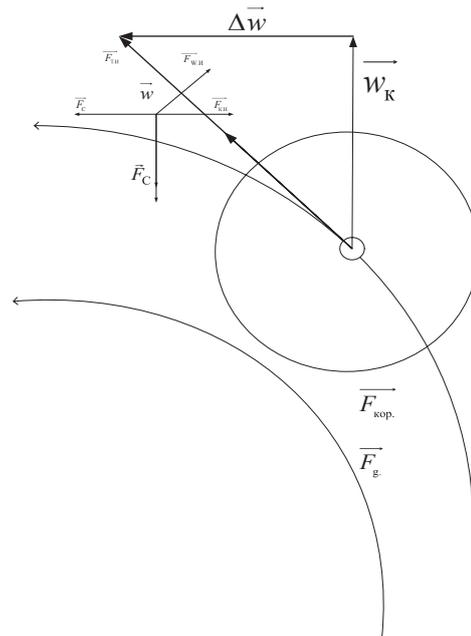


Рис. 2. Схематическое изображение векторов сил, действующих на каплю

Дифференциальное уравнение количества движения капли в векторах сил записывается в виде

$$m_k \frac{d\vec{w}_k}{dt} = \vec{F}_c + \vec{F}_{w.и} + \vec{F}_{к.и} + \vec{F}_{кор} + \vec{F}_{т.и} + \vec{F}_g. \quad (11)$$

В отличие от подавляющего большинства исследований на рассматриваемую тему, в которых изучается тепломассообмен каплей одинакового диаметра, в настоящей работе учитывается спектр диаметров каплей d_k . Для этого в работе рассмотрен достаточно сложный процесс распада каплей, определяемый соотношением сил поверхностного натяжения, вязкости и инерции.

Спектр каплей из десяти различных диаметров перед началом их взаимодействия с газом в работе задавался по закону нормального распределения массы впрыснутой жидкости.

В связи со сложностью процесса тепломассообмена, происходящего в камере сгорания РДТТ при впрыске жидкости, его строгое математическое описание при гидрогашении весьма затруднительно и требует принятия ряда допущений. В данной работе при описании поведения и тепломассообмена каплей в потоке горячего газа приняты следующие допущения [5]:

- частицы жидкости играют роль источников или стоков теплоты, вещества и количества движения;

- все процессы рассматриваются как квази-стационарные, кроме процесса теплопроводности в капле, и используются стационарные уравнения газодинамики и движения капель;

- стенки канала адиабатны и отсутствуют потери энергии как на трение, так и при смешении пара с присоединенной массой;

- нагревание и испарение капель считается равномерным по поверхности, т.е. реактивная сила отходящей массы отсутствует.

Количество теплоты, отведенной от газа к i -й капле, подсчитывается как

$$Q_i = Q_{к,i} + Q_{м,i} + Q_{л,i}. \quad (12)$$

Количество теплоты $Q_{к,i} + Q_{л,i}$, переданное механизмами конвекции и излучением, находилось согласно уравнению

$$Q_{к,i} + Q_{л,i} = \alpha_{\Sigma} F_i (T_{\Gamma} - T_w) \Delta t, \quad (13)$$

где $\alpha_{\Sigma} = \alpha + \alpha_{л}$ и α , $\alpha_{л}$ – суммарный коэффициент теплоотдачи и коэффициент теплоотдачи конвекцией и излучением соответственно; T_{Γ} и T_w – температуры газа и поверхности капли соответственно; Δt – временной шаг принятой схемы счета.

Коэффициент теплоотдачи излучением определялся по известной формуле [например, 6]:

$$\alpha_{л} = \frac{\frac{\epsilon_w(T_w)+1}{2} \epsilon_{\Gamma} C_0 \left[\epsilon_{\Gamma}(T_{\Gamma}) \left(\frac{T_{\Gamma}}{100} \right)^4 - \epsilon_{\Gamma}(T_w) \left(\frac{T_w}{100} \right)^4 \right]}{T_{\Gamma} - T_w}, \quad (14)$$

где ϵ_{Γ} и ϵ_w – степень черноты поверхности капли и газа.

Количество теплоты $Q_{м,i}$ находилось как

$$Q_{м,i} = m_{и.к.} \cdot r + m_{исп} [h(p_{\Gamma}, T_{\Gamma}) - h(p_{\Gamma}, T_w)], \quad (15)$$

где $m_{и.к.}$ – масса жидкости, испарившейся в результате выкипания; r – теплота фазового перехода; $m_{исп}$ – испарившаяся масса жидкости с поверхности капель механизмами конвективного массообмена и выкипанием; $h(p_{\Gamma}, T_{\Gamma})$, $h(p_{\Gamma}, T_w)$ – удельные энтальпии паров жидкости при соответствующих давлениях и температурах. При определении количества теплоты в уравнении (15) предполагается, что за малый промежуток времени процесс испарения происходит изобарно.

Масса $m_{исп}$ включает в себя массу пара, образовавшегося в процессе выкипания $m_{и.к.}$ и в процессе конвективного массообмена $m_{и.конв.}$.

$$m_{исп} = m_{и.к.} + m_{и.конв.} \quad (16)$$

Масса паров $m_{и.конв.}$ определяется по известной зависимости

$$m_{и.конв.} = \beta F_i \frac{p_w - p_{\Pi}}{R_{\Pi} T_{\Gamma}} \Delta t, \quad (17)$$

где p_w и p_{Π} – парциальные давления паров на поверхности капли и на удалении от нее; R_{Π} – газовая постоянная для водяного пара.

Для правильного учета движущей силы процессов теплообмена следует точно рассчитывать разности температур $T_w - T_{\Gamma}$ и давлений паров $p_w - p_{\Pi}$ на поверхности капель и на удалении от нее. Необходим также учет движения внешней границы капли вследствие протекания процессов испарения (кипения) жидкости или конденсации паров. Для нахождения значения температуры на поверхности капли T_w и соответствующего ей значения давления насыщенных паров жидкости p_w , имеющего непосредственное отношение к вычисляемым параметрам движущих сил процесса теплообмена, необходимо определять тепловое состояние капли при движении ее границы [7]. Это составляет задачу нестационарной теплопроводности в областях с подвижной границей. Ее решение в настоящей работе позволило выявить влияние на исследуемый процесс теплообмена, изменение во времени не только характерного размера такой области, но и формирующегося в капле градиента температуры.

Для этого в работе решена краевая задача нестационарной теплопроводности, включавшая в себя:

- уравнение нестационарной теплопроводности в капле

$$c(T) \rho(T) \frac{\partial T(R,t)}{\partial t} = \frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial R} \left[R^2 \lambda(T) \frac{\partial T(R,t)}{\partial R} \right], \quad (18)$$

$$0 < R < s(t), \quad t > 0;$$

- математическое описание начального распределения температуры

$$T(R,0) = T_0, \quad R \in (0; s(0)); \quad (19)$$

- граничное условие

$$-\lambda(T) \frac{\partial T}{\partial R} \Big|_{R=s(t)} = \alpha_{\Sigma} (T_w - T_f) - \frac{r \partial m_{\text{конв.}}}{F_i \partial t}, \quad t > 0; \quad (20)$$

- условие симметричного формирования температурного поля в капле

$$\frac{\partial T}{\partial R} \Big|_{R=0} = 0, \quad t > 0. \quad (21)$$

В (18)–(21) обозначены: $T(R, t)$ – температура капли на радиусе R в момент времени t , $c(T)$ $\rho(T)$ – объемная теплоемкость жидкости, $\lambda(T)$ – коэффициент теплопроводности жидкости, $s(0)$ и $s(t)$ – начальное и текущее значение радиуса капли; r – теплота фазового перехода. Процессы теплообмена капли с газовым потоком определяют текущее значение радиуса капли $s(t)$.

Расчетная схема численного решения задачи (18)–(21) по методу конечных разностей Крэнка–Николсона предполагала разбиение сферической капли, имевшей во входном сечении канала радиус $R = s(0)$, на 100 шаровых слоев, толщиной ΔR каждый.

При решении задачи гидрогашения в некоторых сечениях канала камеры сгорания температура T_w на поверхности капель приближается к температуре насыщения жидкости T'' . Существующие модели поведения капель в потоке газа не предусматривают механизм их кипения с учетом градиента температуры по радиусу капли. В работе предложена математическая модель процесса кипения капли, описывающая такой механизм массообмена жидкости в наружных слоях капель, при котором T_w равна T'' . При ее численной реализации диаметр капли уменьшают отбрасыванием слоев капель, в которых жидкость перегрета (при T_w выше T''), до такого размера, при котором на внешней поверхности температура равна T'' .

В процессе гидрогашения впрыскиваемая жидкость испаряется, ее пары перемешиваются с продуктами сгорания твердого топлива. При этом образуется слой парогазовой смеси, занимающей объем $V_{\text{см}}$ и отделенный поверхностью контактного разрыва от свободного объема камеры сгорания V_r . Положение поверхности контактного разрыва в каждый момент времени определяется при численном интегрировании уравнения (11). Эта процедура производится

для каждой группы капель и момента времени и при этом координата поверхности контактного разрыва определяется местоположением группы капель, наиболее удалившихся от места впрыска. Предполагалось, что изменение давления по длине КС РДТТ происходит мгновенно, волны сжатия и разрежения отсутствуют, так как время их пробега по длине КС существенно меньше длительности процесса гидрогашения.

2. РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ

На основании перечисленных допущений был разработан и реализован на ПЭВМ алгоритм расчета процессов теплообмена капель жидкости с газовым потоком при гидрогашении РДТТ. При этом теплофизические свойства воды, используемой в качестве хладагента при гидрогашении ТТ, определялись с привлечением дифференциальных уравнений, приведенных в международном стандарте для воды и водяного пара IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam [8].

Согласно описанному выше алгоритму моделировался процесс теплообмена при гидрогашении твердотопливного заряда с бронированным передним торцом. Некоторые результаты такого моделирования представлены на рис. 3–8.

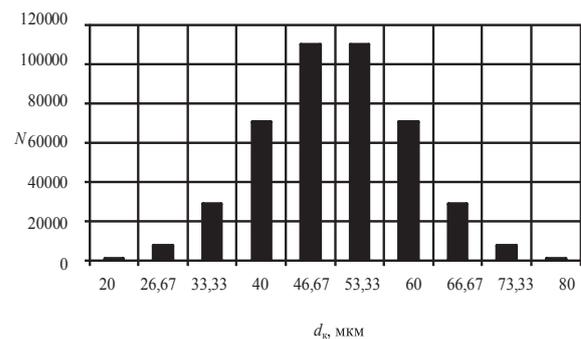


Рис. 3. Спектр диаметров капель

Так, на рис. 3 представлено распределение капель по диаметрам для каждой впрыснутой массы воды за временной шаг Δt во входном сечении. Распределение капель по диаметрам осуществлялось по закону нормального распределения. Из рассмотрения рис. 4 видно, что гашение твердотопливного заряда за счет резкого падения давления в камере сгорания не происходит, так как максимальное значение относительного падения давления составляет $B = 81 \text{ с}^{-1}$.

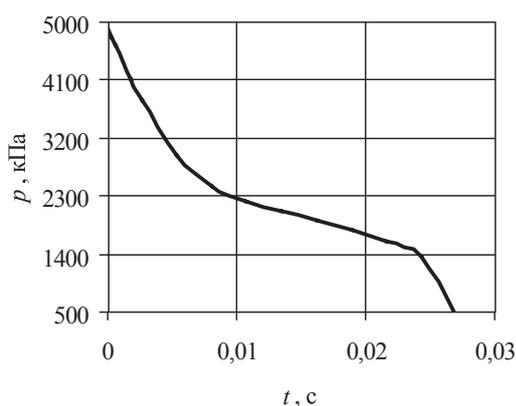


Рис. 4. Изменение давления пара газовой смеси

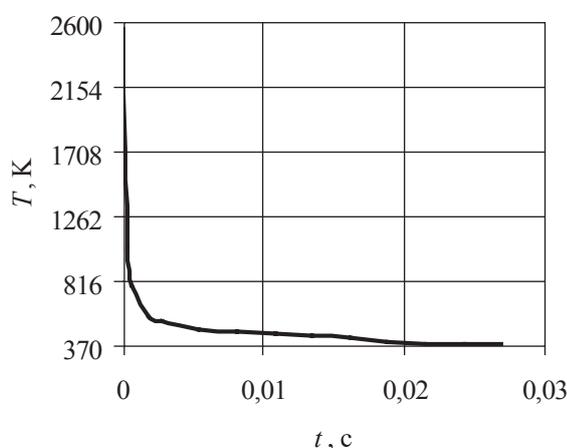


Рис. 5. Изменение температуры пара газовой смеси

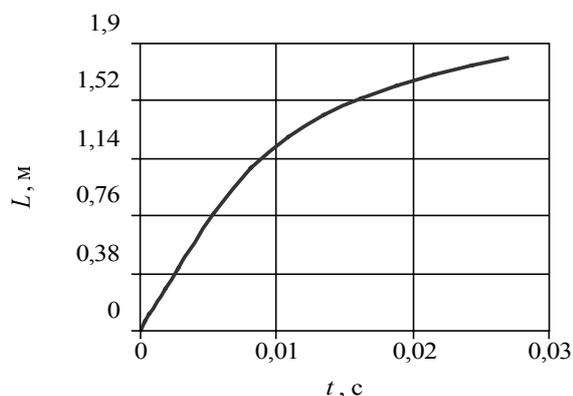


Рис. 6. Изменение длины контактного разрыва

Применительно к изученной задаче установлено, что температура пара газовой смеси резко снижается в процессе гидрогашения и далее асимптотически стремится к температуре насыщения водяных паров (рис. 5).

Для моделируемого режима изменение положения контактного разрыва носит пологий характер (рис. 6), а интенсивное испарение впрыснутой воды на начальном этапе процесса гидрогашения объясняется высокой температурой пара газовой

смеси (рис. 7). В дальнейшем при ее падении наблюдается снижение скорости поступления водяного пара в парагазовую смесь.

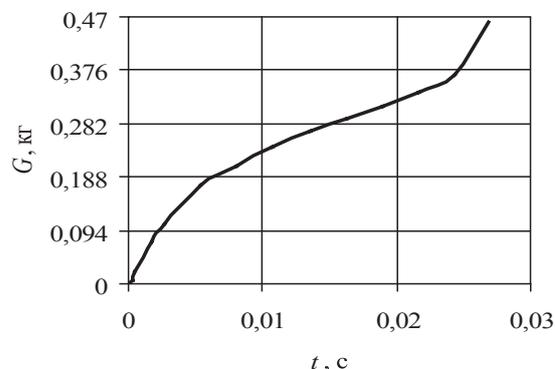


Рис. 7. Изменение массы испарившейся жидкости

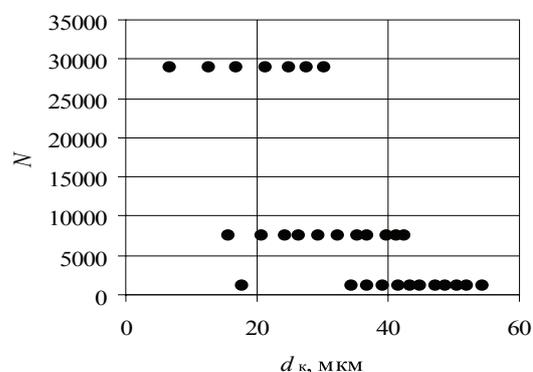


Рис. 8. Спектр диаметров капель

Увеличение массы впрыснутой воды, находящейся в состоянии, близком к насыщению, в конце процесса гидрогашения приводит к увеличению скорости парообразования. На рис. 8 представлен спектр диаметров капель на участке $x \in [0,03 \dots 0,04]$ м камеры сгорания. Видно, что на данном участке преобладают капли с диаметром менее 30 мкм, а доля капель с диаметром свыше 50 мкм не превышает 1,3 % от их общего количества.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В работе представлена математическая модель процесса теплообмена двухфазного потока, и алгоритм проведения соответствующих расчетов на ПЭВМ. В ее структуре детализированы протекание процесса испарения капель с учетом формирования нестационарных неоднородных температурных полей в области с подвижной во времени границей и особенностей механизма массообмена капель в зависимо-

сти от температуры их поверхности.

Решены модельные задачи определения параметров двухфазного потока при впрыске жидкости, что позволило установить изменение параметров двухфазного потока по длине канала камеры сгорания РДТТ с бронированным передним торцом, знание которых необходимо для суждения о прекращении горения заряда.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Губертов А. М., Миронов В. В., Борисов Д. М. и др.** Газодинамические и теплофизические процессы в ракетных двигателях твердого топлива: под ред. А. С. Коротева. М.: Машиностроение, 2004. 512 с.
2. **Ерохин Б. Т.** Теория внутрикамерных процессов и проектирование РДТТ. М.: Машиностроение, 1991. 560 с.
3. **Соколовский М. И., Петренко В. И., Зыков Г. А. и др.** Управляемые энергетические установки на твердом ракетном топливе. М.: Машиностроение, 2003. 464 с.
4. **Волков В. Т., Ягодников Д. А.** Исследование и стендовая отработка ракетных двигателей на твердом топливе. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2007. 296 с.

5. **Русак А. М., Цирельман Н. М.** Тепло-массообмен каплей жидкости с горящим твердотопливным зарядом // Межвуз. научн. сб. «Вопросы теории и расчета рабочих процессов тепловых двигателей». Уфа: Изд-во УГАТУ, 2002. С. 184–188.

6. **Цирельман Н. М.** Теория и прикладные задачи тепломассопереноса. М.: Машиностроение, 2011. 503 с.

7. **Цирельман Н. М., Мустафин Р. Р.** Моделирование процессов тепломассообмена во входном устройстве газотурбинной установки // Вестник СевНТУ: Изд-во СевНТУ, 2009г. Т. 97. С. 52–58.

8. **Александров А. А., Григорьев Б. А.** Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара. М.: Изд-во МЭИ, 1999. 168 с.

ОБ АВТОРАХ

Цирельман Наум Моисеевич, проф. каф. АТиТ. Дипл. инж.-мех. (ОТИПХП г. Одесса, 1963). Д-р техн. наук (КГТУ им. Туполева, 1995). Числен.-аналит. эксперим. иссл. в обл. ТМО.

Мустафин Ренат Рафаилович, доцент той же каф. Дипл. инж.-теплотехн. (УГАТУ, 2006). Канд. техн. наук (УГАТУ, 2011).