

## **Оценка теплового состояния камеры сгорания жидкостных ракетных двигателей малой тяги, работающего на экологически чистых компонентах топлива**

Коватова Ю. С. \*, Богачева Д. Ю. \*\*

*Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет),  
МАИ, Волоколамское шоссе, 4, Москва, А-80, ГСП-3, 125993Б Россия*

*\*e-mail: kovateva2005@rambler.ru*

*\*\*e-mail: bogachulya@mail.ru*

### **Аннотация**

Проведено исследование возможности использования существующих инженерных методик расчета (ИМР)[1,2,3] оценки теплового состояния камер сгорания жидкостных ракетных двигателей (ЖРД) больших тяг применительно к ракетным двигателям малой тяги (РДМТ). Выполнено сравнение результатов расчета РДМТ, работающего на газообразном кислороде и газообразном метане, полученных моделированием процессов в ANSYSCFX, и результатов расчета по известным методикам. Даны рекомендации по внесению корректировок в методику расчета теплового состояния камеры сгорания ЖРД для дальнейшего использования этой методики в расчетах РДМТ.

**Ключевые слова:** ракетный двигатель малой тяги, газообразный кислород и газообразный метан, инженерная методика расчета, численное моделирование, соотношение компонентов, пристеночный слой, завесное охлаждение, температура продуктов сгорания

### **Введение**

В настоящее время существуют несколько общепринятых методик расчета теплового состояния стенок камеры сгорания ЖРД[1,2,3]. Эти методики, применяемые для расчетов в

двигателях больших тяг, подтверждены многочисленными экспериментами и доказали свою достоверность. Однако, возникает вопрос о возможности использования их для расчетов в двигателях малых тяг, работающих на газообразных компонентах, так как РДМТ, являющиеся основными исполнительными органами реактивной системы управления (РСУ), имеют свои особенности в работе и, следовательно, в проектировании:

- наряду с длительными режимами работы, РДМТ должны обеспечивать возможность кратковременных включений, что означает невозможность применения регенеративного способа охлаждения стенок камеры сгорания, который широко используется в ЖРД больших тяг;
- небольшие геометрические размеры РДМТ обязывают организовать быстрое перемешивание и сгорание компонентов при малой приведенной длине камеры сгорания;
- для организации качественного перемешивания в камере сгорания РДМТ компоненты предварительно газифицируются, компонент на завесу также подается в газообразном состоянии в отличие от ЖРД больших тяг, в камеры сгорания которых все компоненты подаются в жидком состоянии;
- все большее возрастание интереса к экологически чистым компонентам топлива требует разработки органов РСУ на той же экологичной паре топлива, на которой работает основной двигатель большой тяги. Как правило, экологичные топлива несамовоспламеняющиеся, поэтому при проектировании РДМТ необходимо учесть возможность размещения системы воспламенения в форсуночной головке при малых геометрических размерах. Это является еще одним фактором, влияющим на качество перемешивания и полноту сгорания.

Целью исследования стала проверка возможности использования ИМР теплового состояния камеры сгорания ЖРД больших тяг применительно к РДМТ, работающих на газообразных компонентах топлива. В качестве объекта исследования выбран экспериментальный ракетный двигатель тягой 200Н, разработанный на кафедре 202 в "Лаборатории ЖРД МТ"(рис.1)[4].

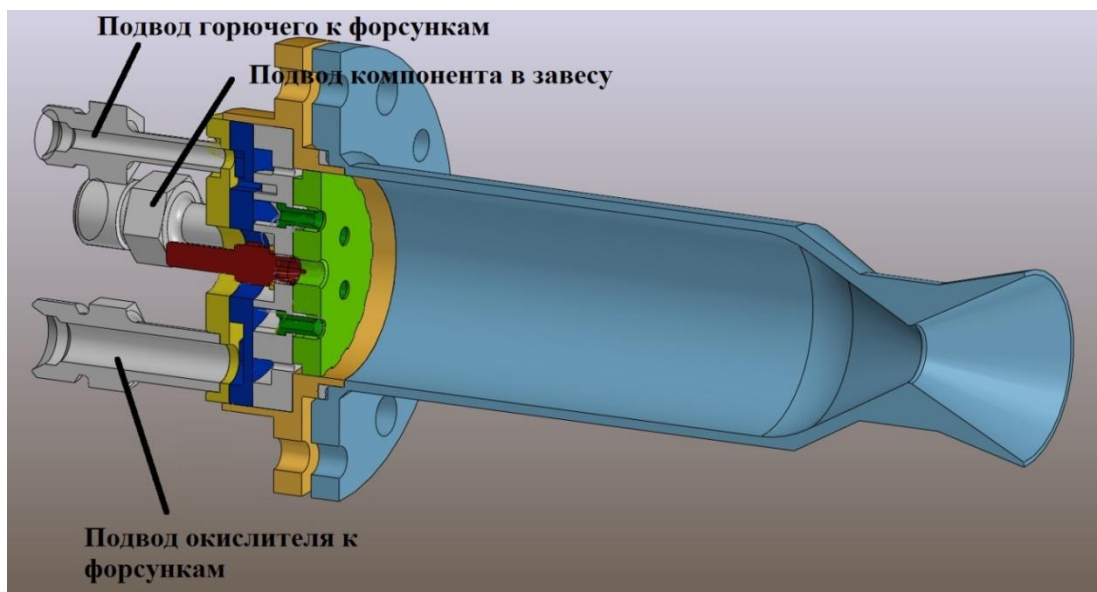


Рисунок 1. РД МТ 200Н.

Расчет теплового состояния стенок камеры сгорания двигателя по инженерным методикам проводился параллельно с численным моделированием рабочих процессов в приложении ANSYSCFX. Промежуточные результаты сравнивались.

**Расчет турбулентного перемешивания завесы с пристеночным слоем**  
**Определение соотношения компонентов топлива  $K_m$  по длине камеры сгорания**  
**с использованием ИМР.**

Наибольшее воздействие завеса охлаждения оказывает на конвективный тепловой поток. Так как в объекте исследования компонент, идущий на завесное охлаждение стенки, газифицирован, то конвективный теплообмен в условиях РД МТ будет зависеть в основном от состава и температуры продуктов сгорания (ПС) в пристеночном слое. Эти параметры газа возле стенки определяются соответствующими соотношениями компонентов. Для определения конвективного потока необходимо найти расчетное соотношение компонентов  $K_{mрасч}$  вдоль стенки, которое формируется в результате перемешивания завесы с пристеночным слоем.

Для расчета турбулентного перемешивания завесы с ПС применяется алгоритм, предложенный в [1].

Согласно предложенной методике, при движении газообразной завесы вдоль стенки в результате ее турбулентного перемешивания с ПС пристеночного слоя соотношение компонентов в пристеночном слое  $K_m$  будет постепенно изменяться от некоторого исходного

начального значения  $K_{m0}$  до предельного  $K'_m$ , значение которого соответствует полному перемешиванию газообразной завесы с пристеночным слоем (рис.2).

В то же время соотношение компонентов  $K_{mрасч}$  непосредственно возле стенки, т.е. в зоне пограничного слоя, определяющего конвективный теплообмен, будет соответственно изменяться от  $K_{mрасч} = 0$  (участок, где со стенкой соприкасаются только пары завесы горючего) или от  $K_{mрасч} = \infty$  (при использовании завесы окислителя) до предельного значения  $K_{mрасч} = K'_m$ .

На рисунке 2 приведены кривые изменения  $K_m$  и  $K_{mрасч}$  от  $\bar{x}$ , рассчитанные при исходных данных[1]: завеса из горючего,  $\bar{m}_{cm} = 0,15$ ,  $\bar{m}_3 = 0,03$ ,  $K_{m0} = 1,5$ ,  $K_1 = 0,05 \cdot 10^{-2}$ ,  $K_2 = 0,20 \cdot 10^{-2}$

Где  $\bar{x}$  - относительная осевая координата:

$$\bar{x} = \frac{x}{H_{cm}} \quad (1)$$

$H_{cm}$  – начальная толщина пристеночного слоя,

$\bar{m}_{cm}$  – относительный расход топлива в пристеночном слое:

$$\bar{m}_{cm} = \frac{\dot{m}_{cm}}{\dot{m}_k} \quad (2)$$

$\dot{m}_{cm}$  – расход топлива в пристеночном слое,

$\dot{m}_k$  – расход компонентов через камеру,

$\bar{m}_3$  – относительный расход топлива на завесу:

$$\bar{m}_3 = \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_k} \quad (3)$$

$\dot{m}_3$  - расход компонента на завесу,

$K$  - постоянная, отражающая факторы, влияющие на интенсивность турбулентности в пристеночном слое, и принимающая значения:

$$K \approx (0.05 \div 0.2) \cdot 10^{-2} \quad (4)$$

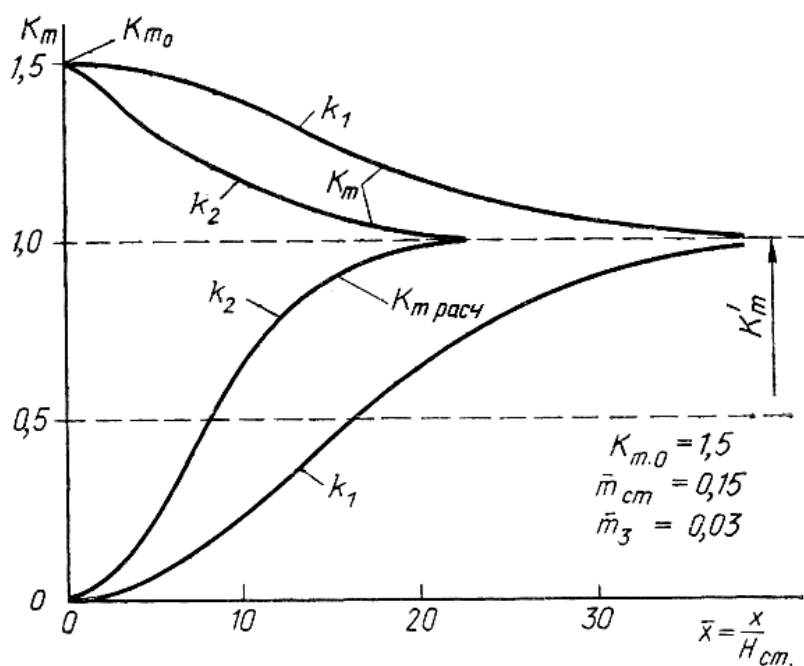


Рисунок 2[1]. Изменение  $K_m$  и  $K_{m \text{ расч}}$  по длине стенки

Исходные данные для расчета турбулентного перемешивания завесы с пристеночным слоем в выбранном объекте исследования приведены в таблице 1. Использовались основные законы, приведенные в методике[1], измененные с учетом особенностей конструкции и организацией рабочего процесса в РД МТ.

Начальная толщина пристеночного слоя определяется как среднее по периметру расстояние от последнего ряда форсунок до стенки камеры сгорания. В рассматриваемой конструкции имеется всего один ряд форсунок, и начальная толщина пристеночного слоя принимается равной расстоянию от оси форсунок до стенки камеры сгорания.

В пристеночный слой попадает половина расхода окислителя и половина расхода горючего от последнего периферийного ряда форсунок, т.е., применительно к объекту исследования, половина расхода, идущего на форсунки.

Начальное соотношение компонентов в пристеночном слое принимается равным соотношению на форсунках  $K_{m0} = K_{m\phi}$ . Значение относительной осевой координаты в широком диапазоне  $\bar{x} = 1 \dots 60$  выбрано для точного определения точки полного перемешивания.

Таблица 1.

Параметр	Значение
Начальная толщина пристеночного слоя $H_{cm}$ , м	0.01

Расход окислителя (кислорода) через форсунки $\dot{m}_{O_2}$ , кг/с	$38 \cdot 10^{-3}$
Расход горючего (метана) через форсунки $\dot{m}_{CH_4}$ , кг/с	$14 \cdot 10^{-3}$
Расход охладителя (кислорода) на завесу $\dot{m}_3$ , кг/с	$12 \cdot 10^{-3}$
Суммарный расход через камеру $\dot{m}_k$ , кг/с:	$64 \cdot 10^{-3}$
Относительный расход топлива на завесу $\bar{m}_3$ ,	0.188
Расход окислителя в пристеночном слое $\dot{m}_{cmO_2}$ , кг/с:	$19 \cdot 10^{-3}$
Расход горючего в пристеночном слое $\dot{m}_{cmCH_4}$ , кг/с:	$7 \cdot 10^{-3}$
Расход топлива в пристеночном слое $\dot{m}_{cm}$ , кг/с:	$26 \cdot 10^{-3}$
Относительный расход топлива в пристеночном слое $\bar{m}_{cm}$	0.406
Начальное соотношение компонентов в пристеночном слое, $K_{m0}$	2.714
Относительная осевая координата $\bar{x}$ , диапазон	1..60

Для окислительной завесы предельное значение соотношения компонентов в пристеночном слое:

$$K'_m = \frac{\dot{m}_{cmO_2} + \dot{m}_3}{\dot{m}_{cmCH_4}} \quad (5)$$

Подставим выражения для расходов в (5), получаем:

$$K'_m = \frac{\dot{m}_3 + K_{m0} \cdot \dot{m}_{\phi_2} \cdot \frac{n}{2}}{\dot{m}_{\phi_2} \cdot \frac{n}{2}} = \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_{\phi_2} \cdot \frac{n}{2}} + K_{m0} = \frac{2\dot{m}_3}{n \cdot \dot{m}_{\phi_2}} + K_{m0} \quad (6)$$

Соотношение компонентов в пристеночном слое будет изменяться по длине камеры сгорания от  $K_{m0}=2.714$  до  $K'_m=4.429$ .

Закон изменения соотношения компонентов в среднем по пристеночному слою

$$K_m = K_{m0} - (K_{m0} - K'_m)\xi \quad (7)$$

и непосредственно возле стенки

$$K_{mрасч} = \frac{K_{mз} - (K_{mз} - K'_m)}{\xi} \quad (8)$$

В самом начале перемешивания в случае использования окислительной завесы  $K_{mз} = \infty$ , тогда подставив  $K'_m$  из (6) в (8), получим:

$$K_{mрасч} = \frac{\infty - (\infty - \frac{2\dot{m}_3}{n \cdot \dot{m}_{\phi_2}} + K_{m0})}{\xi} = \frac{\frac{2\dot{m}_3}{n \cdot \dot{m}_{\phi_2}} + K_{m0}}{\xi} = K_{m0} \cdot \left( \frac{1 + \frac{2\dot{m}_3}{\dot{m}_{O_2}}}{\xi} \right) \quad (9)$$

Здесь  $\xi$  - коэффициент полноты турбулентного перемешивания:

$$\xi = 1 - e^{-M\bar{x}^2}, \quad (10)$$

$M$  - величина, зависящая от соотношения между расходами пристеночного слоя и завесы и от характера турбулентного перемешивания:

$$M = K \frac{\bar{m}_{cm}}{\bar{m}_s} \quad (11)$$

Чем больше постоянная  $K$ , тем быстрее произойдет полное перемешивание завесы с пристеночным слоем.

Расчет проводился для четырех значений  $K$ :

- 1)  $K_1 \approx 0.05 \cdot 10^{-2}$
- 2)  $K_2 \approx 0.1 \cdot 10^{-2}$
- 3)  $K_3 \approx 0.15 \cdot 10^{-2}$
- 4)  $K_4 \approx 0.2 \cdot 10^{-2}$

Результаты расчета представлены в виде графиков изменения соотношения компонентов в пристеночном слое (рис.3)

Полное перемешивание завесы с пристеночным слоем в зависимости от значения постоянной  $K \approx 0,05 \dots 0,2 \cdot 10^{-2}$  произойдет на расстоянии  $\bar{x} \approx 50 \dots 25$ . С учетом реальных размеров камеры сгорания и сопла (длина камеры сгорания с соплом  $x_a = 0.138$  м или в относительных координатах  $\bar{x}_a = 13.8$ ), можно сделать вывод о том, что перемешивания завесы с продуктами сгорания пристеночного слоя не произойдет. Следовательно, то количество кислорода, которое идет на завесу, обеспечивает качественное охлаждение стенок камеры сгорания.

Для проверки этого предположения в программном комплексе ANSYS CFX было выполнено моделирование течения в форсуночной головке и камере сгорания разработанной конструкции 200Н РДМТ.

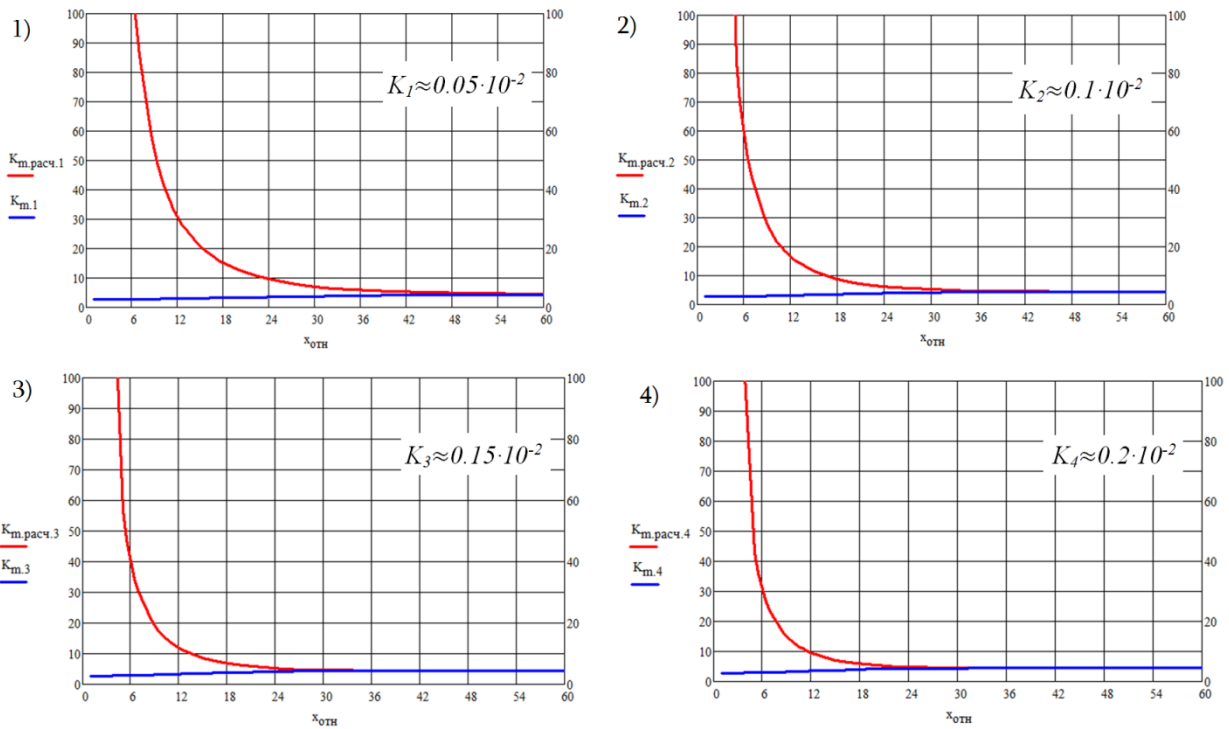


Рисунок 3. Изменение соотношения компонентов по длине камеры сгорания в пристеночном слое и непосредственно возле стенки (в завесе) для значений постоянной  $K$ :  
 1)  $K_1 = 0.05 \cdot 10^{-2}$ , 2)  $K_2 = 0.10 \cdot 10^{-2}$ , 3)  $K_3 = 0.15 \cdot 10^{-2}$ , 4)  $K_4 = 0.20 \cdot 10^{-2}$

### Определение соотношения компонентов топлива $K_m$ по длине камеры сгорания с использованием ANSYSCFX.

Для моделирования течений в форсуночной головке и перемешивания компонентов в камере сгорания был выбран рабочий объем, представленный на рисунке 4. В качестве граничных условий на вход задавались расходы компонентов:  $\dot{m}_{O_2} = 0,038 \text{ кг/с}$ ,  $\dot{m}_{CH_4} = 0,014 \text{ кг/с}$ ,  $\dot{m}_3 = 0,012 \text{ кг/с}$ , в завесу охлаждения подается кислород.

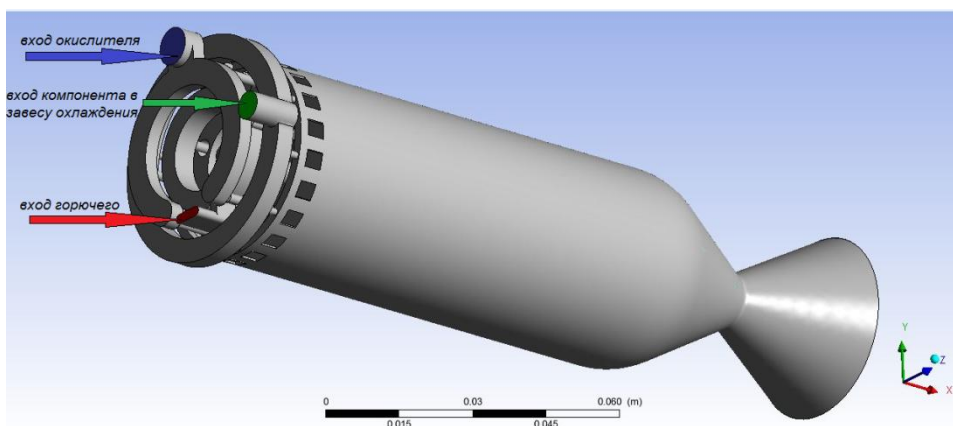


Рисунок 4. Расчетный объем для численного моделирования рабочих процессов в камере сгорания РД МТ 200Н.



Принятые допущения:

1. Расчет для определения перемешивания проводился без учета горения
2. В рамках этой работы выборка значений проводилась только в одной плоскости сечения камеры сгорания по линии 1 и по линии 2 (рис.5б). Линия 1 построена на границе рабочего объема (внутреннего объема объекта исследования). Принимается, что по этой линии происходит изменение соотношения компонентов  $K_{m,расч.ANSYS}$  аналогично перемешиванию компонентов непосредственно возле стенки камеры сгорания в завесе охлаждения. Линия 2 проведена на расстоянии 5 мм от границы рабочего объема. Считаем, что изменение соотношения компонентов  $K_{m.ANSYS}$  по этой линии соответствует изменению соотношения компонентов в пристеночном слое.
3. Выбрана модель турбулентности SST. Значение интенсивности турбулентности принято равным 5%

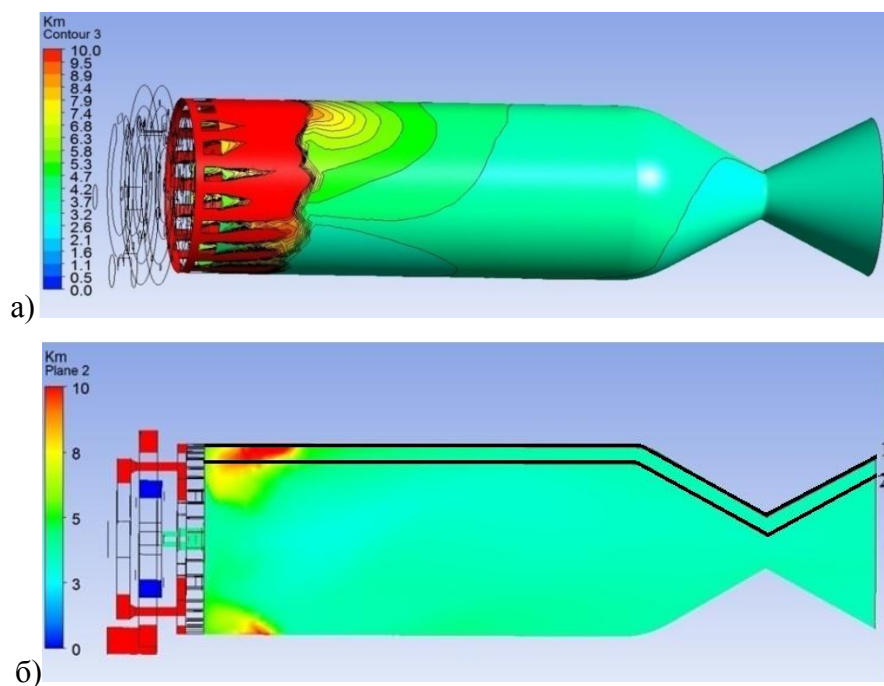


Рисунок 5. Распределение соотношения компонентов: а) непосредственно возле стенки, б) по сечению камеры сгорания.

По полученным в ANSYSCFX результатам построен график изменения соотношения  $K_m$  для определения полного перемешивания завесы с пристеночным слоем (рис.6). Для сравнения на рис.6 представлен результат расчета перемешивания компонентов по методике [1] для значения постоянной  $K = 0.20 \cdot 10^{-2}$ .

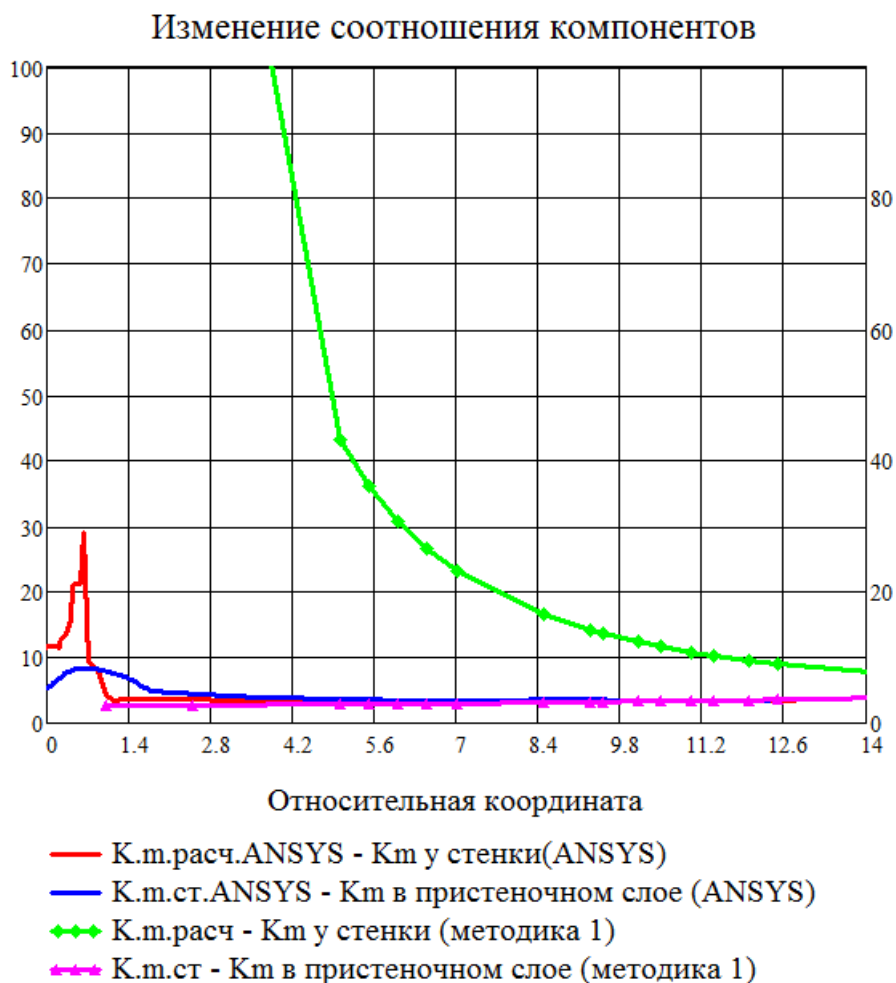


Рисунок 6. Изменение соотношения компонентов возле стенки и в пристеночном слое.

Очевидно, что перемешивание завесы с пристеночным слоем по результатам моделирования в ANSYSCFX произойдет на расстоянии  $\bar{x} \approx 4$ , что соответствует 40 мм от форсуночной головки. Результаты, полученные с помощью методики, предложенной в [1], не согласуются с результатами моделирования, так как перемешивание по длине камеры сгорания в этом случае не произойдет.

Такая разница может быть связана с тем, что:

1) существуют значительные отличия в организации смешения компонентов в ЖРД больших тяг, для которых применяется методика [1], и РДМТ, работающих на газообразных компонентах топлива, что необходимо учитывать при определении исходных данных;

2) значения постоянной  $K$ , влияющей на интенсивность турбулентного перемешивания, приняты для ЖРД больших тяг и не применимы для РДМТ.

Был проведен расчет с целью корректировки диапазона значений постоянной  $K$  с учетом особенностей работы и конструкции двигателей малых тяг, использующих в работе

газообразные компоненты топлива. Он показал, что для выбранной конструкции РДМТ показатель  $K$  лежит в интервале  $0,05 \dots 0,2$  (для ЖРД больших тяг  $K = 0,05 \dots 0,02 \cdot 10^{-2}$ ).

### Расчет конвективного теплового потока с учетом завесного охлаждения

Согласно [1], расчет конвективного теплового потока с учетом завесного охлаждения был проведен в следующем порядке:

1. Рассчитывается конвективный тепловой поток без учета завесного охлаждения  $q_{к0}$  с использованием соотношения компонентов в ядре потока  $K_m = const$ . При этом температура стенки принимается  $T_{ст} = 1000\text{K}$  [2].

2. С использованием приведенных результатов изменения соотношения компонентов вдоль стенки ( $K_{m.расч}$  и  $K_{m.расч.ANSYS}$ ) были найдены значения конвективных тепловых потоков с учетом турбулентного перемешивания (рис. 7).

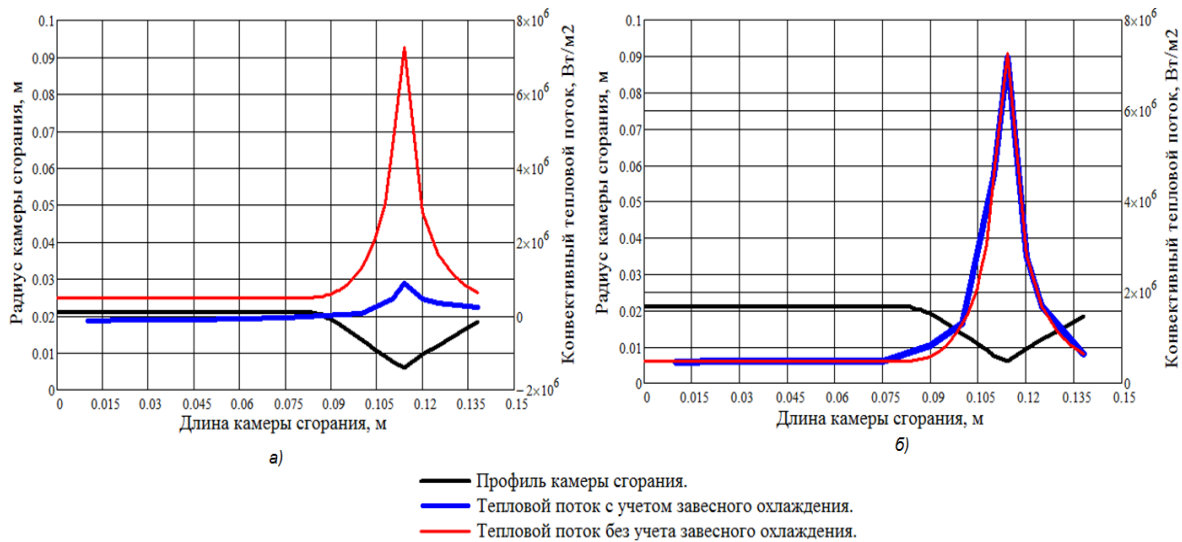


Рис. 7. Конвективный тепловой поток, найденный при: а)  $K_{m.расч}(K \approx 0.05 \cdot 10^{-2})$ ;

б)  $K_{m.расч.ANSYS}$

При использовании  $K_{m.расч}$ , полученных по ИМР, значение конвективных тепловых потоков с учетом завесного охлаждения значительно ниже тепловых потоков без учета завесного охлаждения (рис. 7а). Расчет с учетом выбранного  $K_{m.расч.ANSYS}$ , полученного в результате численного моделирования, практически совпадает с величиной тепловых потоков без учета завесного охлаждения (рис. 7б).

Если верить значениям, представленным на рис. 7а, то перегрева стенки при огневом испытании не будет, и все решения, принятые при проектировании форсуночной головки, верны и не требуют доработки. Результаты же расчета с  $K_{m.расч.ANSYS}$  говорят о несовершенстве организации охлаждения стенки в выбранном объекте исследования и

недостаточном расходе компонента для этих целей. Следует ожидать, что при проведении огневых испытаний будет значительный перегрев стенки камеры сгорания.

Из опыта проведения огневых испытаний известно, что нагрев стенки камеры сгорания двигателя малой тяги происходит через 2-3 сек и может достигать критических значений[4]. Следовательно, при использовании значений соотношения компонентов  $K_{m,расч.ANSYS}$ , полученных по методикам численного моделирования, в расчете тепловых потоков по ИМР[2], получают адекватные результаты.

Можно сделать следующие выводы:

1. При расчете тепловых потоков без учетазавесного охлаждения значения, полученные с использованием соотношений компонентов в ядре  $K_{m.ANSYS} = K_m = const$ , совпадают.

2. Значение тепловых потоков с учетомзавесного охлаждения, полученные с использованием  $K_{m,расч.ANSYS}$  по методике[2], дают результаты, качественно сходные с экспериментами. Следовательно, ИМР может быть использована для определения конвективных тепловых потоков, но с применением распределения соотношений компонентов из моделирования в ANSYSCFX.

Дальнейший расчет предполагаемых температур стенок камеры сгорания по ИМР проводился с учетом перемешивания, полученного в ANSYSCFX.

### Определение температуры стенки

Для определения температурного поля конструкции камеры сгорания и сопла, необходимого для анализа работоспособности двигателя, нужно знать суммарный тепловой поток в стенку, а также ту часть тепла, которая уходит в окружающую среду путём конвективного и лучистого тепловых потоков. Расчет сводится к тому, чтобы найти условие, при котором тепловой поток, попадающий на стенку со стороны газов, будет равен тепловому потоку, воспринимаемому окружающей средой[3]:

$$q_{к.г} + q_{л.г} = q_{к.ос} + q_{л.ос} \quad (12)$$

где  $q_{к.г}$  - конвективный тепловой поток со стороны газов[3]:

$$q_{к.г} = B \frac{1-\beta^2}{D^{1.82}} \frac{p_k^{0.85}}{d_{кр}^{0.15}} \frac{s}{p_r^{0.58}}, \quad (13)$$

$B$  - коэффициент, учитывающий переход от вязкости ПС при  $T_r$  к вязкости  $\mu_{1000}$  при температуре 1000K [2],

$\epsilon_{ст.эф}$  - эффективная степень черноты стенки [3],

$\epsilon_r$  - степень черноты излучающих газов [3],

$C_0$  - коэффициент лучеиспускания абсолютно черного тела [3],

$h$  - коэффициент естественной конвекции [1],

$\varphi_3$  - коэффициент, учитывающий уменьшение излучения из-за поглощения излучения завесой,

$S$  - функция теплофизических параметров газа, которая зависит от физических параметров ПС и температуры стенки [1,2]:

$$S = \frac{(J_{\Gamma} - J_{\text{ст}}) \mu_{1000}^{0,15} T_{\Gamma}^{0,425}}{R^{0,425} (T_{\Gamma} + T_{\text{ст}})^{0,595} (3T_{\Gamma} + T_{\text{ст}})^{0,15}} \quad (14)$$

$q_{\text{л.г}}$  - лучистый тепловой поток со стороны газов[3]:

$$q_{\text{л.г}} = \varphi_3 \varepsilon_{\text{ст.эф}} \varepsilon_{\Gamma} C_0 \left( \left( \frac{T_{\Gamma}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{\text{ст}}}{100} \right)^4 \right) \quad (15)$$

$q_{\text{к.ос}}$  - конвективный тепловой поток, воспринимаемый окружающей средой[3]:

$$q_{\text{к.ос}} = h(T_{\text{ст}} - 300) \quad (16)$$

$q_{\text{л.ос}}$  - лучистый тепловой поток, воспринимаемый окружающей средой [3]:

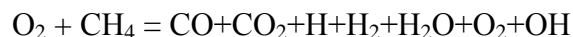
$$q_{\text{л.ос}} = \varepsilon_{\text{ст}} C_0 \left( \left( \frac{T_{\text{ст}}}{100} \right)^4 - \left( \frac{300}{100} \right)^4 \right) \quad (17)$$

Получено распределение равновесной температуры стенки, при которой весь входящий в стенку тепловой поток будет восприниматься окружающей средой.

Полученное по ИМП значение температур стенки сравнивалось с результатами численного моделирования процесса горения в ANSYSCFX(рис.8).

Расчет в ANSYSCFX проводился со следующими допущениями:

1. скорость реакции горения намного выше скорости течения реагирующих веществ.
2. тепловой поток через стенку отсутствует
3. процесс горения происходит по брутто - реакции:



Очевиден значительный рост температур по приближению к критическому сечению. Максимальное значение температуры, полученное по ИМП составляет 2916К, что близко к значению, полученному по результатам моделирования ( $T=3043\text{K}$ ). Таким образом, инженерные методики[2,3] расчета распределения температур по длине камеры сгорания качественно сопоставимы с результатами моделирования процессов горения газообразных компонентов в РД МТ с применением ANSYS и могут применяться в подобных расчетах.

Значения же температур указывают на недостаточное охлаждение стенок камеры сгорания, что в дальнейшем при огневых испытаниях образца может привести в прогару. Следовательно, необходимо пересмотреть конструкцию завесы и расход компонента, идущего на завесу для обеспечения удовлетворительного состояния стенок камеры сгорания.

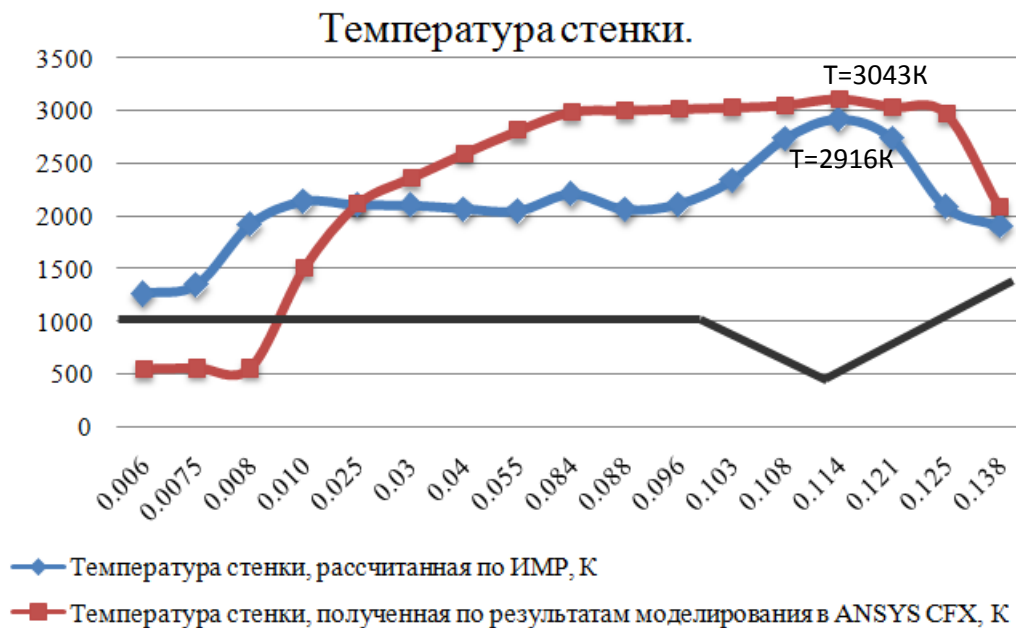


Рисунок 8. Распределение температуры стенки по длине камеры сгорания

### Выводы

1. Рассмотрены 2 способа по определению перемешивания завесы с пристеночным слоем. Первый способ основан на расчете турбулентного перемешивания завесы с пристеночным слоем по инженерным методикам расчета для ЖРД больших тяг. В этом способе интенсивность перемешивания зависит только от выбранного значения постоянного коэффициента  $K$ , меняющегося в диапазоне  $0,05 \cdot 10^{-2} \dots 0,2 \cdot 10^{-2}$ . Второй способ основан на применении ANSYSCFX в расчете вдурикаммерного процесса перемешивания компонентов без учета горения по модели турбулентности SST со значением интенсивности турбулентности равным 5%.

2. При сравнении результатов расчета перемешивания завесы с пристеночным слоем выявлено значительное различие в полученных зонах полного перемешивания - моменте, когда соотношение компонентов в завесе и в пристеночном слое одинаково. По первому способу полное перемешивание наступает при  $\bar{x} \approx 50 \dots 25$ , по второму - при  $\bar{x} \approx 4$ . Анализ показал, что достичь приемлемого сходства результатов по двум способам расчета возможно, при использовании в первом случае значения постоянного коэффициента  $K$  в диапазоне  $0,05 \dots 0,2$ . Таким образом, это ставит под сомнение использование методик расчета перемешивания завесы с пристеночным слоем применимых для ЖРД больших тяг для

расчета процессов в камере двигателей малых тяг. В противном случае требуются дополнительные исследования и корректировка значения величины  $K$ .

3. Рассмотрены 2 способа определения уровня тепловых потоков и температур стенки. Первый способ основан на методах, применимых для расчета тепловых потоков для ЖРД больших тяг. Второй способ основан на применении распределения соотношения компонентов вдоль стенки с учетом ANSYS/CFX.

4. Сравнение результатов расчета тепловых потоков и уровня температур наружной поверхности КС двумя выше обозначенными способами показывает качественно схожие величины, удовлетворительно совпадающие с экспериментальными данными. Таким образом, это доказывает применимость в дальнейших расчетах любой методики.

5. Проведен анализ теплового состояния стенки камеры РД МТ на газообразных компонентах топлива (метан + кислород) с применением ANSYS/CFX для расчета перемешивания завесы с пристеночным слоем и расчета теплового состояния. Расчеты показали, что тепловое состояние стенок камеры сгорания неудовлетворительно, т.е. температура стенки поднимается выше допустимых уровней температур по материалу. Это связано с некачественной организацией завесного охлаждения и требует дальнейшей доработки конструкции двигателя.

### **Библиографический список**

1. Васильев А.П., Кудрявцев В.М., Кузнецов В.А., Курпатенков В.Д., Обельницкий А.М., Поляев В.М., Полуян Б.Я. Основы теории и расчета жидкостных ракетных двигателей. М.: Высшая школа, 1975, 656 с.
2. Березанская Е.Л., Курпатенков В.Д., Надеждина Ю.Д.. Расчет конвективных тепловых потоков в сопле Лавалья. М.: МАИ, 1976, 77с.
3. Березанская Е.Л., Кудрявцева Л.В., Курпатенков В.Д., Люлька Л.А. Расчет лучистых тепловых потоков. М.: МАИ, 1989, 64с.
4. Коватова Ю.С., Воробьев А.Г., Боровик И.Н., Хохлов А.Н., Казеннов И.С. Жидкостный ракетный двигатель малой тяги на топливе газообразный кислород и газообразный метан. Вестник Московского авиационного института 2011, т.18, №3, с.45-54