

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПОРИСТОГО ТРАКТА ОХЛАЖДЕНИЯ ЖИДКОСТНОГО РАКЕТНОГО ДВИГАТЕЛЯ С МЕЖКАНАЛЬНЫМ ТЕЧЕНИЕМ ОХЛАДИТЕЛЯ

М.В. Анфимов

m245805@gmail.com

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

Аннотация

Разработан метод оценки теплогидравлической эффективности тракта охлаждения. Для получения значений теплогидравлических характеристик и дальнейшего исследования теплогидравлической эффективности проведены испытания модельного элемента тракта пористого охлаждения с межканальным течением теплоносителя в рамках лабораторного практикума на базе лабораторно-исследовательского стенда. В качестве рабочего тела использовали продукты сгорания 76%-ого водного раствора этилового спирта с воздухом температурой 700...1000 °С, в качестве охладителя — техническую воду и воздух. Теплогидравлическая эффективность пористого тракта в принятой обработке и методике оценки по критерию максимума теплосъема при прочих равных условиях составила порядка 0,4...0,7. Установлено, что растет она с увеличением числа Re и более интенсивно в ламинарной области. Высокая эффективность отмечена при испытаниях на воде (в ламинарной области). Также обнаружено, что некоторого повышения эффективности можно достичь путем применения более теплопроводных пористых материалов и совершенствования технологии изготовления пористого сетчатого материала, схемы подачи и отвода охладителя.

Ключевые слова

Теплогидравлическая эффективность, пористый тракт, охлаждение жидкостного ракетного двигателя, теплозащита

Поступила в редакцию 20.06.2017

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017

Теплозащита камеры жидкостного ракетного двигателя (ЖРД) — актуальная проблема при проектировании и создании ракетных двигателей, поэтому актуальна и проблема интенсификации теплоотдачи (ИТ) в трактах охлаждения ЖРД. Решить обозначенные проблемы возможно с помощью новых современных и эффективных способов охлаждения конструкций. Среди таких перспективных способов защиты большое внимание уделяется использованию предельно развитого оребрения в виде вставки пористого сетчатого материала (ПСМ), встроенного в кольцевой канал и скрепленного двумя оболочками. Повышение теплоотдачи сопровождается значительным ростом гидравлического сопротивления, обладающего неустойчивой характеристикой вследствие технологических проблем. Данное обстоятельство необходимо учитывать при анализе эффективности. Для этого проводят испытания.

Целью работы является установление возможности оценки эффективности конкретного элемента пористого тракта с межканальным течением теплоносителя (МКТТ).

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- 1) разработать метод оценки теплогидравлической эффективности (ТГЭ) тракта охлаждения;
- 2) исследовать объект;
- 3) представить методику испытаний и обработки результатов;
- 4) провести испытания объекта, получить теплогидравлические характеристики (ТГХ);
- 5) произвести расчет ТГЭ исследуемого объекта.

Способы оценки эффективности. Существуют различные способы для определения эффективности теплообмена и сравнения эффективности различных теплообменных поверхностей. Если потери в тракте не являются определяющими, то в качестве критерия можно использовать коэффициент ИТ $\eta_{Nu} = \left(\frac{Nu}{Nu_{гл}} \right)_{Re}$ как наиболее простой и наглядный показатель.

Совместный учет ИТ и роста гидравлических потерь можно проводить, используя ТГЭ объекта, посредством фактора аналогии Рейнольдса $S = \frac{1}{2} \frac{C_f}{St} \approx \frac{1}{8} \frac{\xi}{St}$ как критерий эффективности ИТ, отражающий степень преобладания роста гидравлических потерь над ростом теплоотдачи при ее форсировании различными способами, и который для эталонного гладкого канала равен единице. Иногда эффективность ИТ оценивают, исходя из отношения интегрального значения отведенной тепловой мощности объекта Q к механической мощности N , необходимой для прокачки теплоносителя: $\eta_N = Q/N$. В работе [1] представлена зависимость для площади теплообменной поверхности F , приходящейся на единицу тепловой мощности Q :

$$F/Q \approx (\xi/St^3)^{0.5}.$$

В работе [2] предложено использовать в качестве критериев эффективности ИТ интегративные характеристики форсируемых объектов, представляющие практический интерес, такие как тепловая мощность, объем, потери давления, расход и др.

Метод оценки ТГЭ тракта охлаждения на основе критерия максимально теплосъема. Для теплообменного аппарата (ТА) разработан метод оценки эффективности тракта охлаждения ЖРД, который подробно рассмотрен в [3, 4]. Математическая модель произвольного тракта описывается уравнениями тепловой мощности, потерь давления и расхода теплоносителя соответственно:

$$Q = \alpha \Delta T; \quad (1)$$

$$\Delta p = \xi \frac{\rho u^2 l}{2 d_3}; \tag{2}$$

$$\dot{m} = \rho u F, \tag{3}$$

где S — площадь теплоотдающая поверхность; ΔT — температурный напор; F — проходная площадь; α — коэффициент конвективной теплоотдачи; ξ — коэффициент гидравлического сопротивления; u — скорость течения охладителя; l — длина пути охладителя; d_3 — эквивалентный диаметр тракта.

Проведено сравнение двух произвольных трактов, один из которых эталонный (гладкий). В качестве критерия эффективности принята максимальная величина теплосъема с огневой стенки:

$$K_Q = \frac{Q}{Q_{\text{гл}}} = \frac{\alpha S \Delta T}{(\alpha S \Delta T)_{\text{гл}}}. \tag{4}$$

Принимаемые допущения: площадь теплоотдающей поверхности ΔS и температурный напор ΔT остаются постоянными, а свойства охладителя сохраняются неизменными, что означает $Pr = \text{const}$, тогда

$$K_Q = \frac{\alpha}{\alpha_{\text{гл}}} = \frac{Nu}{Nu_{\text{гл}}} \frac{d_{\text{гл.э}}}{d_3}. \tag{5}$$

Функциональные зависимости для числа Нуссельта и коэффициента гидравлического сопротивления в любом объекте, в том числе в эталонном гладком представляются в общепринятом виде:

$$Nu = A Re^n Pr^c k_\alpha = (Nu/Nu_{\text{гл}})_{\text{Re}} c_1 Re^n Pr^c k_\alpha = \eta_{Nu} c_1 Re^n Pr^c k_\alpha; \tag{6}$$

$$\xi = B Re^m k_\xi = (\xi/\xi_{\text{гл}})_{\text{Re}} c_2 Re^m k_\xi = \eta_\xi c_2 Re^m k_\xi, \tag{7}$$

где Re — число Рейнольдса любого рассматриваемого объекта, $Re = \frac{\rho u d_3}{\mu}$;

η_{Nu} , η_ξ — коэффициенты интенсификации теплоотдачи и возрастания гидравлического сопротивления соответственно, называемые относительными ТГХ и определяемые по числу Re в рассматриваемом объекте,

$\eta_{Nu} = \left(\frac{Nu}{Nu_{\text{гл}}} \right)_{\text{Re}}$, $\eta_\xi = \left(\frac{\xi}{\xi_{\text{гл}}} \right)_{\text{Re}}$; m и n , c_2 и c_1 — коэффициенты аппроксимации

в эмпирических законах трения и теплообмена соответственно; k_α и k_ξ —

комплексы обычных функциональных поправок на различные факторы, помимо интенсификации.

Если сравнивать режимы течения и теплообмена в объекте и эталонном гладком канале, то можно сделать заключение, что в общем случае они будут разные, то есть $Re \neq Re_{гл}$, $Nu \neq Nu_{гл}$, $\zeta \neq \zeta_{гл}$, а также $\eta_{Nu} \neq \eta_{Nu_{гл}}$; $\eta_{\xi} \neq \eta_{\xi_{гл}}$ при этом очевидно $\eta_{Nu_{гл}} = 1$, $\eta_{\xi_{гл}} = 1$, а η_{Nu} и η_{ξ} — определяются при Re рассматриваемого объекта.

Однако если принять, что характер закономерностей сохраняется, то есть $c_1 = \text{const}$, $c_2 = \text{const}$, $m = \text{const}$, $n = \text{const}$, а также сохраняются неизменными функциональные поправки $k = k_{гл}$, то справедливы соотношения:

$$\frac{Nu}{Nu_{гл}} = \frac{\eta_{Nu} c_1 Re^n Pr^c k}{c_1 Re_{гл}^n Pr_{гл}^c k_{гл}} = \eta_{\xi} \left(\frac{Re}{Re_{гл}} \right)^n \left(\frac{Pr}{Pr_{гл}} \right); \quad (8)$$

$$\frac{\xi}{\xi_{гл}} = \frac{\eta_{\xi} c_2 Re^m k}{c_2 Re_{гл}^m k_{гл}} = \eta_{\xi} \left(\frac{Re}{Re_{гл}} \right)^m. \quad (9)$$

С учетом принятых допущений модель объекта в относительном к эталонному гладкому каналу виде может быть представлена уравнениями:

$$K_Q = \frac{Q}{Q_{гл}} = \frac{Nu}{Nu_{гл}} \frac{d_{э,гл}}{d_э} = \eta_{Nu} \left(\frac{Re}{Re_{гл}} \right)^n \frac{d_{э,гл}}{d_э} = \eta_{Nu} \bar{Re}^n \frac{1}{\bar{d}_э}; \quad (10)$$

$$K_{\Delta p} = \frac{\Delta p}{\Delta p_{гл}} = \frac{\xi}{\xi_{гл}} \left(\frac{u}{u_{гл}} \right)^2 \frac{d_{э,гл}}{d_э} = \eta_{\xi} \left(\frac{Re}{Re_{гл}} \right)^m \left(\frac{u}{u_{гл}} \right)^2 \frac{d_{э,гл}}{d_э} = \eta_{\xi} (\bar{Re})^m \frac{\bar{u}^2}{\bar{d}_э}; \quad (11)$$

$$K_m = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{гл}} = \frac{u}{u_{гл}} \frac{F}{F_{гл}} = \bar{u} \bar{F}; \quad (12)$$

$$\bar{Re} = \frac{Re}{Re_{гл}}; \quad \bar{d}_э = \frac{d_э}{d_{э,гл}}; \quad \bar{u} = \frac{u}{u_{гл}}; \quad \bar{F} = \frac{F}{F_{гл}},$$

при этом K_p , K_m — относительные гидравлические потери и расходы охладителя соответственно.

Используя условия принятые в последующей обработке данных, что $d_э$ объекта принимаем согласно правилу гладкого канала, то есть $d_э = 2h$, проводят следующие преобразования:

$$\bar{d} = \frac{d_э}{d_{э,гл}} = \frac{2h}{2h_{гл}} = \frac{\delta}{\delta_{гл}} = \bar{\delta}; \quad (13)$$

$$\bar{Re} = \frac{Re}{Re_{гг}} = \frac{u}{u_{гг}} \frac{d_3}{d_{э.гг}} = \bar{u} \bar{\delta}; \tag{14}$$

$$\bar{F} = \frac{F}{F_{гг}} = \frac{\delta LN}{\delta_{гг} \pi D_{ср}} = \bar{\delta} \frac{LN}{\pi(D_{ср} + \delta_{гг})} = \bar{\delta} \frac{L}{l} = \bar{d} \frac{L}{l}; \tag{15}$$

$$\bar{u} = \frac{u}{u_{гг}} = K_m \left(\frac{F}{F_{гг}} \right)^{-1} = K_m \bar{F}^{-1}, \tag{16}$$

где L — длина тракта охладителя; δ — толщина пористого материала, равная высоте тракта h .

Приведенные выше соотношения подставляются в уравнение гидравлики откуда определяется относительный гидравлический диаметр:

$$\frac{d}{d_{гг}} = \bar{d} = K_p^{-1/3} \eta_\xi^{1/3} Re^{m/3} K_m^{2/3} \left(\frac{L}{l} \right)^{-1} = \eta_\xi^{1/3} K_m^{(m+2)/3} K_p^{-1/3} \left(\frac{L}{l} \right)^{-(1+m/3)}. \tag{17}$$

На основании проведенных преобразований решение системы уравнений относительно K_Q можно представить в виде:

$$K_Q = \eta_{Nu} \eta_\xi^{-1/3} K_m^{(n-(m+2)/3)} K_p^{1/3} \left(\frac{L}{l} \right)^{1-n+m/3}. \tag{18}$$

Анализ зависимости (18) показывает, что эффективность кольцевого тракта с ПСМ и окружным течением теплоносителя по критерию K_Q пропорциональна степени интенсификации теплоотдачи η_{Nu} и обратно пропорциональна интенсивности увеличения коэффициента гидравлического сопротивления в степени $1/3$. Если принять, что прочие условия сравнения равны, а именно $K_m = 1$ и $K_p = 1$, то эффективность тракта будет корректироваться только геометрическим параметром $(L/l)^{1-n+m/3}$, который при общепринятых значениях коэффициентов для турбулентного течения $n = 0,8$ и $m = -0,25$ принимает значение $(L/l)^{0,12}$. Для ламинарного течения геометрический параметр $(L/l)^{1-n+m/3}$ при коэффициентах $n = 0,5$ и $m = -1$ будет равен $(L/l)^{0,17}$.

Таким образом, количественная оценка ТГЭ кольцевого тракта с ПСМ может быть рассчитана для турбулентного и ламинарного течений соответственно из выражений:

$$K_Q = \eta_{Nu} \eta_\xi^{-1/3} (L/l)^{0,12}; \tag{19}$$

$$K_Q = \eta_{Nu} \eta_\xi^{-1/3} (L/l)^{0,17}. \tag{20}$$

Для получения значений ТГЭ и последующего их исследования проводят испытания модельного элемента тракта пористого охлаждения с МКТТ, представленного на рис. 1.

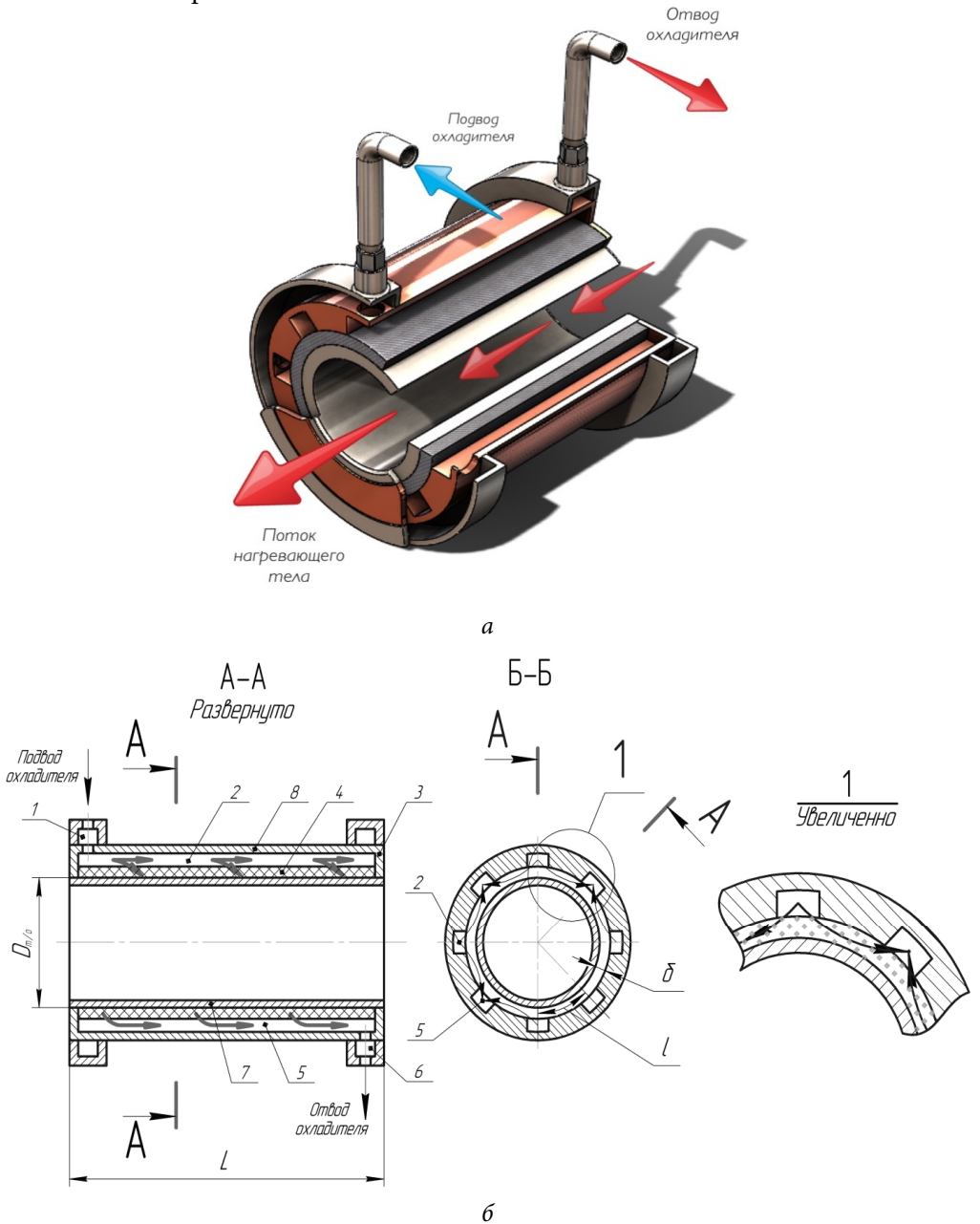


Рис. 1. Общий вид объект исследования (а) и участок кольцевого тракта охлаждения из ПСМ с МКТТ с поперечным течением и продольным сбором теплоносителя в разрезе (б):

1 — входной коллектор; 2 — подводящий канал; 3 — непроницаемый торец; 4 — ПСМ; 5 — отводящий канал; 6 — сборный коллектор; 7 и 8 — огневая и наружные стенки кольцевого тракта соответственно

Описание стенда и системы измерения. Испытания элемента пористого тракта с МКТГ проводились в рамках лабораторного практикума «Исследование пористого тракта охлаждения» по дисциплине «Теплозащита и прочность конструкций ЖРД» на базе лабораторно-исследовательского стенда, разработанного сотрудниками кафедры «Ракетные двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана (рис. 2) [5–7].

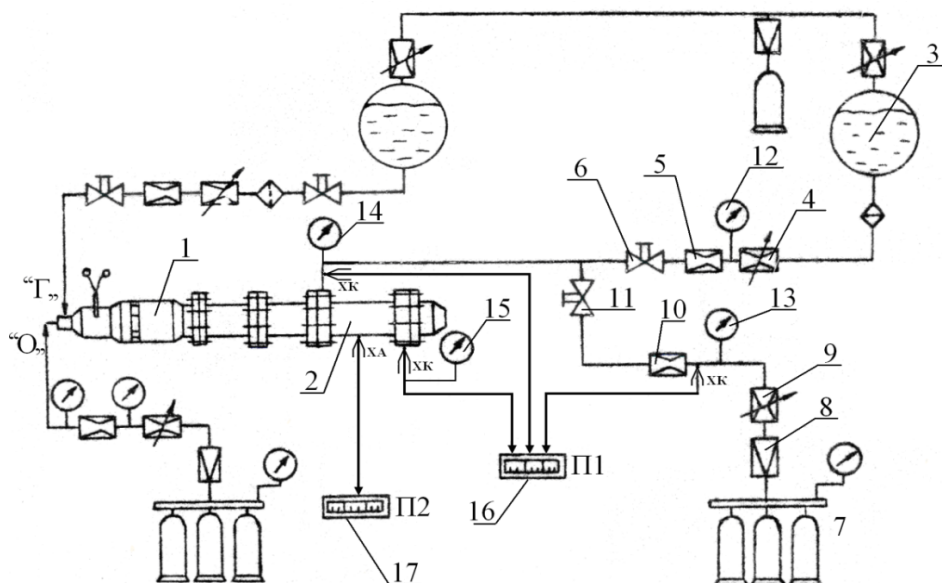


Рис. 2. Лабораторно-исследовательский стенд

Разработанный стенд включает в себя:

- газогенератор с системой подачи топлива и воспламенения;
- систему подачи охладителя в объект испытания;
- измерительную систему.

Охлаждаемый газогенератор (ГГ) 1 является источником высокотемпературного газового потока продуктов сгорания (ПС) 76%-го этилового спирта с воздухом, используемых для нагрева к пристыкованному ГГ объекта испытания (экспериментальной модели) 2. В стенде предусмотрена возможность испытания нескольких объектов (калориметрических секций), последовательно подключенных к ГГ. Система подачи топлива в ГГ — вытеснительная, снабжена агрегатами регулирования тепловой мощности ГГ путем изменения расхода и соотношения компонентов. Система воспламенения спиртовоздушной смеси — электроискровая от авиационной свечи.

Система подачи охладителя в объект имеет две независимые линии: для охлаждения водой и воздухом. Подача воды вытеснительная из емкости 3. В линии подачи воды предусмотрены дозатор точной настройки расхода 4, мерное сопло 5, запорный вентиль 6. Подача воздуха (охладителя) осуществляется от баллонной системы высокого давления 7. На линии предусмотрены понижающий редуктор 8, дозирующий вентиль 9 для регулирования расхода охладителя, мерное сопло 10, запорный вентиль 11 [8–10].

Измерительная система стенда включает в себя расходомерные сопла (шайбы) 5 и 10 на линии воды и воздуха соответственно, мембранные манометры 12 и 13 для измерения расходов воды или воздуха по давлению перед шайбой $p_{ш}$. Для измерения давления на входе и выходе из испытуемого объекта используются манометры 14 и 15 соответственно. Мембранные манометры измеряют избыточные давления, регистрация — визуальная по делениям приборной шкалы.

Для измерения и регистрации температур применяют 12-канальные автоматические потенциометры КСП-4. В качестве первичных датчиков для измерения температур охладителя используют термоэлектрические датчики — хромель-копелевые (ХК) термопары, закоммутированные на прибор П1 16, для измерения температур стенки — хромель-алюмелевые (ХА) термопары, закоммутированные на прибор П2 17. Каждый прибор, подстроенный на соответствующий тип термопар, показывает величину температуры в °С по нелинейно-пропорциональной шкале. Регистрация значений осуществляется на диаграммной ленте с условной однородно-пропорциональной 100-клеточной шкалой.

Режим течения и теплообмена в тракте охлаждения определяется расходом охладителя путем его регулирования дозаторами 5 или 10 по давлению $p_{ш}$ перед расходомерными соплами (шайбами).

Объект исследования представляет собой кольцевой канал, образованный наружной 8 и внутренней огневой 9 стенками и наполненный материалом в виде монолитной пористой сетчатой вставки 1 (рис. 3). Эта конструкция встраивается по торцам через теплоизолирующие проставки в подводящий 2 и отводящий 3 коллекторные фланцы. Из коллектора 4 подводящего фланца охладитель раздается по чередующимся продольным подводящим каналам 5, выполненным в наружной оболочке, по всей длине пористой вставки L . Из подводящих каналов охладитель сквозь пористую вставку движется в окружном направлении в соседние отводящие каналы 6, далее собирается в отводящем коллекторе 7 и покидает модель.

Пористая вставка толщиной δ выполнена из пластин тканого сеточного материала П-60, изготовленного из нержавеющей стали 12Х18Н9Т, по технологии диффузионной сварки под усилием прессования в вакуумной термической печи. После токарной обработки исходного пакета и химической обработки контактных поверхностей кольцевая вставка с внутренним диаметром D плотно скреплялась с наружной 8 и внутренней теплопередающей оболочкой 9 пайкой, образуя монолитную конструкцию модели элемента охлаждающего тракта камеры.

Геометрические параметры объекта составили: число подводящих и отводящих каналов $N = 2$, длина тракта $L = 46,45$ мм; $D_{m/o} = 34,75$ мм.

Отборники статического давления 10 и 11 выполнены в подводящем и отводящем коллекторах модели, что обеспечивало измерение потерь полного давления охладителя в модели. В этих же коллекторах установлены микротермопары группы ХК 12 и 13 для измерения температуры охладителя на входе и выходе из модели.

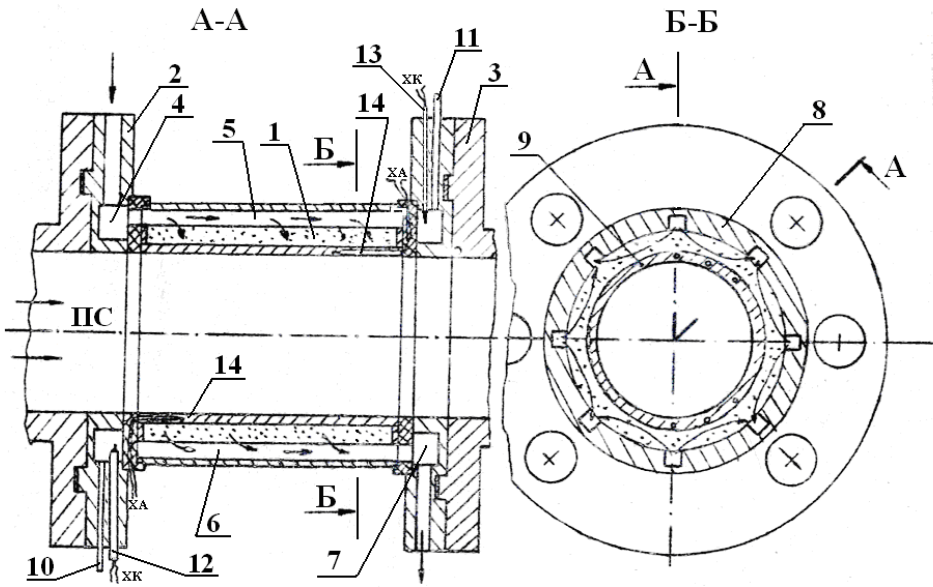


Рис. 3. Элемент тракта охлаждения в разрезе

Микротермопары группы ХА 14, устанавливали во внутренней оболочке в различных местах по высоте, длине и окружности, что позволяло измерять интегрированную температуру теплопередающей стенки модели.

Испытания проводились сериями по 3–4 опыта. В качестве рабочего тела использовали продукты сгорания 76%-го водного раствора этилового спирта и воздуха температурой 700...1000 °С. В качестве охладителя — техническую воду и воздух. Проведен 51 опыт на воде в ламинарном режиме и на воздухе в турбулентном режиме течения.

Коэффициент теплоотдачи α как сосредоточенная характеристика объекта определялся по величине температурного напора $\Delta T_{\text{нап}} = T_{\text{ст}} - T_{\text{охл}}$ между стенкой и охладителем согласно закону Ньютона—Рихмана:

$$q = \alpha \Delta T_{\text{нап}}. \tag{21}$$

Коэффициент гидравлического сопротивления ξ объекта, включающий в себя как потери давления на трение, так и потери, связанные с деформацией потока, в том числе и местные потери на входе и выходе, определялся как величина сосредоточенная по суммарным потерям давления Δp охладителя на объекте в соответствии с формулой Дарси:

$$\Delta p = \xi \frac{\rho u^2}{2} \frac{l}{d_r} = \xi \frac{\dot{m}_{\text{охл}}^2}{2\rho F_{\text{прох}}^2} \frac{l}{d_r}, \tag{22}$$

где Δp — суммарные потери давления в объекте между входом и выходом охладителя, $\Delta p = p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}}$.

В процессе каждого опыта измерялись и регистрировались показания $T_{ст}$, $T_{охл.вх}$, $T_{охл.вых}$, $p_{охл.вх}$ и $p_{охл.вых}$.

Температура охладителя измеряется в подводящем и отводящем коллекторах, а также перед расходомерным соплом 10, посредством хромель-копелевых термопар и регистрируются на диаграмме прибора КСП-4 (П1) в условных приборных единицах и далее переводится в °С посредством переводного шаблона. Температура стенки, регистрируемая диаграммой прибора П2 переводится из условных диаграммных единиц в °С также посредством шаблона. Давление охладителя (избыточное), измеряемое в подводящем и отводящем коллекторах, а также перед расходомерными соплами регистрируется визуально по шкале манометра в технических единицах или условных единицах шкалы прибора и переводится в соответствующую размерность (Па, бар и т. д.) с учетом цены деления (ц. д.) шкалы прибора.

Расход охладителя $\dot{m}_{охл}$ измеряется опосредованно. При использовании в качестве охладителя воды, ее расход определяется посредством тарифовочной характеристики (рис. 4), построенной перед проведением опыта методом проливки магистрали совместно с мерной шайбой и экспериментальным участком.

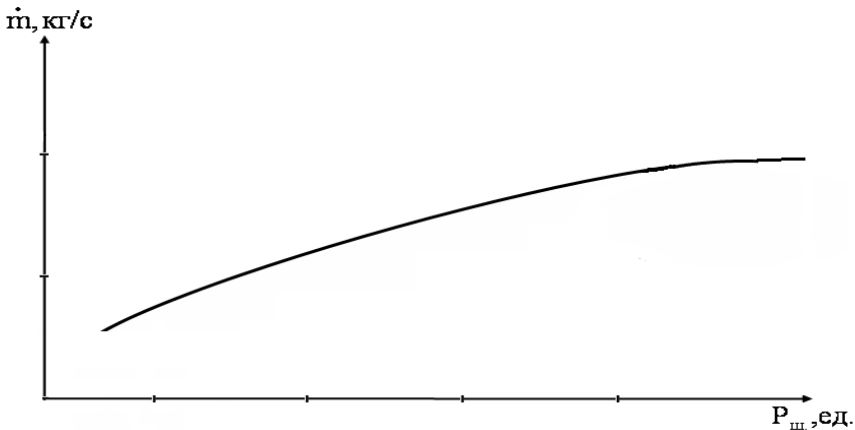


Рис. 4. Тарифовочная характеристика

При использовании в качестве охладителя воздуха его расход определяется по формуле, полученной на основе зависимости для расходного комплекса в режиме критического течения с учетом опытного коэффициента расхода сопла:

$$\dot{m} = 11,43(p_{шт} + 1) / \sqrt{T_{шт}}, \quad (23)$$

здесь давление $p_{шт}$ используется в размерности кгс/см², а температура T — в К.

Обработка результатов. Первичная обработка полученных данных заключалась в переводе условных показаний приборов в натуральные размерные величины ($\dot{m}_{охл}$, $\bar{T}_{охл}$, $\bar{T}_{ст}$, ΔT , $\delta T_{охл}$, $P_{охл}$).

Вторичная обработка результатов опытов состояла в расчете ТГХ объекта и других необходимых промежуточных величин с использованием данных первичной обработки. Результаты вторичной обработки были представлены в форме табл. 1.

Таблица 1

Вторичная обработка результатов измерения

Величина, режим	$p_{ш\text{ изб.}}$ кгс/ см ²	$\dot{m} \cdot 10^3$, кг/с	$p_{вх}$, бар	$p_{вых}$, бар	\bar{p}_f , бар	$\Delta p_{охл}$, бар	\bar{t}_f , °C	$\bar{t}_{ст}$, °C	$\Delta T_{под}$, °C
1									
2 и т. д.									
Величина, режим	$\Delta T_{нап.}$, °C	ρu , кг/ м ² с	ρ , кг/м ³	Q , Вт	q , Вт/м ²	α , Вт/ м ² К	Nu б/р	ζ , б/р	$Re \cdot 10^{-3}$, б/р
1									
2 и т. д.									

Тепловую мощность, снимаемую охладителем, запишем как

$$Q_{\Sigma} = \dot{m} c_p \Delta T_{под}, \tag{24}$$

где $\Delta T_{под}$ — подогрев охладителя, $\Delta T_{под} = (t_{вых} - t_{вх})_{охл}$. Удельная теплоемкость — это справочная величина, определяемая по средним арифметическим значениям температур t_f , а для воздуха — и по давлению p_f в тракте:

$$\bar{t}_{f_{охл}} = \frac{(t_{вх} + t_{вых})_{охл}}{2}; \tag{25}$$

$$\bar{p}_f = \frac{(p_{вх} + p_{вых})_{охл}}{2}. \tag{26}$$

Далее рассчитаем удельные тепловые потоки в тракте:

$$q = Q_{\Sigma} / F_{т/о}, \tag{27}$$

где $F_{т/о}$ — наружная теплоотдающая поверхность огневой стенки тракта, $F_{т/о} = \pi DL$; L — длина пористой вставки; D — диаметр поверхности.

После чего найдем коэффициент теплоотдачи в тракте:

$$\alpha = q / \Delta T_{нап}, \tag{28}$$

где $\Delta T_{нап}$ — температурный напор, $\Delta T_{нап} = (\bar{t}_{ст} - \bar{t}_{охл})$. Среднее значение температуры огневой (внутренней) стенки $\bar{t}_{ст}$ определим как среднеарифметическое n , то есть регистрируемых значений термопар t_i , тогда запишем

$$\bar{t}_{\text{ст}} = \frac{t_{\text{ст}1} + t_{\text{ст}2} + \dots + t_{\text{ст}n}}{n}. \quad (29)$$

Температуру охладителя $\bar{t}_{f_{\text{охл}}}$ рассчитаем как среднеарифметическую величину температур на входе и выходе из модели.

В обобщенных переменных коэффициент теплоотдачи представляется через число Нуссельта:

$$\text{Nu} = \frac{\alpha d_r}{\lambda}, \quad (30)$$

где λ — теплопроводность охладителя; d_r — гидравлический диаметр пористого тракта модели с МКТТ (условно принят как для пустого гладкого тракта), $d_r = 2\delta$.

Коэффициент гидравлического сопротивления пористого тракта модели определим по суммарным потерям давления как

$$\xi = \left(\frac{2\Delta p \rho (d_r/l)}{(\rho u)^2} \right) = \frac{2\Delta p \rho F_{\text{прох}}^2 (d_r/l)}{\dot{m}^2}, \quad (31)$$

где l — длина пути фильтрации охладителя между подводящими и отводящими каналами, определяемая по среднему диаметру кольцевого канала.

Суммарные потери давления в тракте найдем из разности давлений:

$$\Delta p = (p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}})_{\text{охл}}. \quad (32)$$

Массовую скорость течения охладителя ρu рассчитаем по формуле

$$\rho u = \frac{\dot{m}}{F_{\text{прох}}}, \quad (33)$$

где $F_{\text{прох}}$ — площадь проходного сечения фильтрации охладителя, $F_{\text{прох}} = L\delta N$; L и δ — длина и толщина пористой вставки соответственно; N — суммарное число подводящих и отводящих каналов.

Плотность жидко-капельного охладителя (воды) определяется как справочная величина, плотность газообразного охладителя (воздуха) — посредством уравнения состояния $p/\rho = RT$ от нормированного (нормального) состояния, для которого $\rho_{\text{норм}} = 1,29 \text{ кг/м}^3$ ($p_{\text{норм}} = 1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Па}$), $T_{\text{норм}} = 293 \text{ К}$:

$$\rho = \rho_{\text{н}} \left(\frac{\bar{p}_f}{p_{f_{\text{норм}}}} \right)_{\text{охл}} \left(\frac{T_{f_{\text{норм}}}}{\bar{T}_f} \right)_{\text{охл}}, \quad (34)$$

где \bar{T}_f , \bar{p}_f — абсолютные значения температуры и давления в опытах.

Расчет ТГЭ модели пористого тракта с МКТТ. ТГЭ образца тракта с МКТТ определяли на основе критерия максимального теплосъема огневой стенки по формулам (19)–(20).

В качестве условия в ходе сравнения приняли, что $K_{\Delta p} = 1, K_m = 1, L/l \rightarrow$ по фактическому геометрическому параметру исследуемой модели равному $\frac{L}{l} = \frac{46,45}{62,40} \approx 0,74$.

Относительные ТГХ модели определяли следующим образом. Экспериментально полученные значения коэффициента теплоотдачи Nu и коэффициента гидравлического сопротивления ξ соотносили с их расчетными значениями для гладкого эталонного канала, которые получены с помощью классических зависимостей теории динамики и теплообмена при одинаковых значениях чисел Re с осевым течением охладителя.

Для ламинарного режима течения $Re \leq 2300$, поэтому запишем

$$Nu_{\text{гл}} = 1,4 \left(Re \frac{d_3}{L} \right)^{0,4} Pr_f^{0,33}; \quad (35)$$

$$\xi_{\text{гл}} = \frac{96}{Re} \quad (\text{для кольцевого канала}). \quad (36)$$

Для турбулентного режима течения $Re > 10^4$, тогда

$$Nu_{\text{гл}} = 0,021 Re_{fd}^{0,8} Pr_f^{0,43}; \quad (37)$$

$$\xi_{\text{гл}} = 0,348 Re^{-0,25}. \quad (38)$$

Результаты расчета ТГХ гладкого эталонного канала для диапазонов расчетных значений чисел Re на соответствующих ламинарном и турбулентном режимах течения в исследуемой модели представлены на рис. 5 и в табл. 2. Результаты расчета относительных ТГХ, расчета ТГЭ — на рис. 6 и в той же таблице. Анализ результатов показывает следующее. В рассматриваемых ламинарном и турбулентном диапазонах режимов течения теплоотдача, по сравнению с гладким каналом, возрастает на порядок и более (8–15 раз), тогда как коэффициент гидравлического сопротивления возрастает на 3–4 порядка ($5 \cdot 10^3 \dots 14 \cdot 10^3$ раз).

При этом характер кривых относительных ТГХ для ламинарной и турбулентной областей существенно различается. Так, в ламинарной области темп роста относительных значений $Nu/Nu_{\text{гл}}$ и $\xi/\xi_{\text{гл}}$ значительный по мере роста чисел Re , а в турбулентной области течения $\eta_\xi = \xi/\xi_{\text{гл}}$, что свидетельствует о консервативном характере на уровне $\sim 14 \cdot 10^3$. При этом относительный коэффициент теплоотдачи растет и имеет тенденцию к стабилизации и даже некоторому оптимуму, что свидетельствует о вырождении эффекта интенсификации по мере дальнейшего роста числа Re .

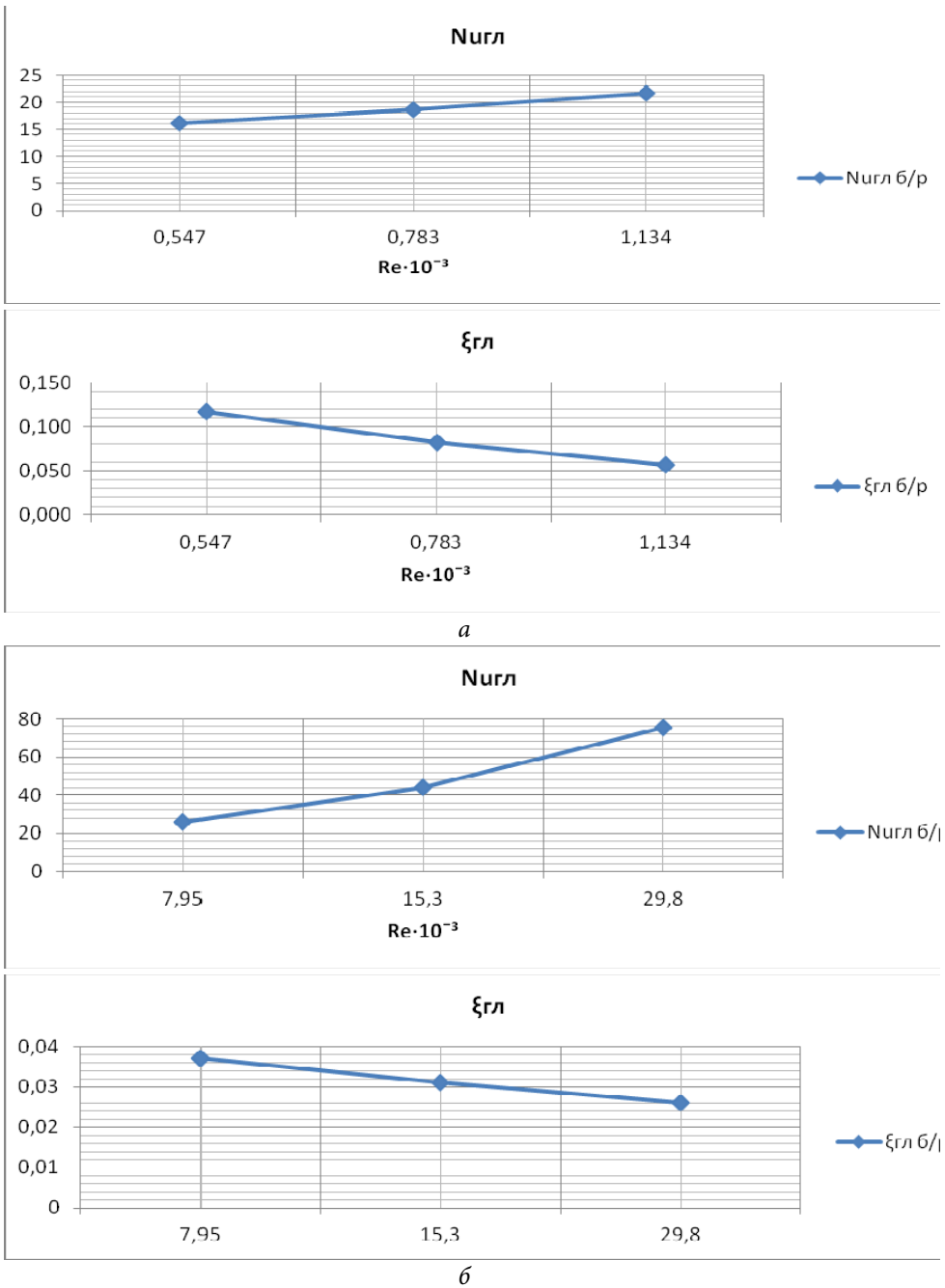


Рис. 5. ТГХ гладкого кольцевого канала ламинарного (а) и турбулентного (б) режимов течения

Результаты исследования эффективности тракта

Но- мер опы- та	Значение величины																			
	m , кг/с	μ , Па·с	ρ_p , Дж/ кг·К	$\Delta p_{\text{всв}}$, Па	$T_{\text{ср}}$, °С	$\Delta T_{\text{тв}}$, °С	$\Delta T_{\text{тв}}$, °С	$\rho_{\text{тв}}$, кг/м ³ ·с	Q , Вт	q , кВт/м ²	α , Вт/м ² ·К	$N_{\text{тв}}$, б/р	ξ , б/р	Re , б/р	λ , Вт/м·К	$\xi_{\text{тв}}$, б/р	$N_{\text{тв}}/Nu_{\text{тв}}$, б/р	$Nu/Nu_{\text{тв}}$, б/р	$\xi/\xi_{\text{тв}}$, б/р	$K_{\text{с}}$, б/р
1	0,01516	0,00084	4175	2900	31,5	10,4	24,25	32,637	658,2472	129,806	5352,833	87,465	871,2063	388,539	0,612	0,247	14,691	5,954	3526,014	0,3775
2	0,022	0,00084	4175	5900	32,9	14,3	18,6	47,363	1313,455	259,013	13925,431	227,540	841,6433	563,842	0,612	0,170	17,050	13,345	4943,272	0,7560
3	0,0326	0,00084	4175	10800	29,5	11	13,25	70,183	1497,155	295,239	22282,159	364,088	701,6329	835,512	0,612	0,115	19,955	18,246	6106,486	0,9633
4	0,0126	0,00084	4175	3650	31	12	18	27,126	631,26	124,484	6915,796	113,003	1587,352	322,928	0,612	0,297	13,643	8,283	5339,585	0,4573
5	0,0186	0,00084	4175	6550	30	10	13,6	40,043	776,55	153,135	11259,961	183,986	1307,184	476,703	0,612	0,201	15,943	11,540	6491,029	0,5970
6	0,0286	0,00084	4175	9700	28,5	9	10,8	61,572	1074,645	211,920	19622,198	320,624	818,7684	732,995	0,612	0,131	18,937	16,931	6251,596	0,8869
7	0,015	0,00084	4175	6300	30	15	26,83	32,293	939,375	185,245	6904,380	112,817	1933,212	384,438	0,612	0,250	14,628	7,712	7741,667	0,3762
8	0,02114	0,00084	4175	9500	27,5	11	18,25	45,511	970,8545	191,452	10490,536	171,414	1467,692	541,801	0,612	0,177	16,780	10,215	8283,308	0,4872
9	0,031	0,00084	4175	19000	25,62	10	13,55	66,738	1294,25	255,226	18835,852	307,775	1365,06	794,505	0,612	0,121	19,557	15,737	11297,363	0,6768
10	0,011	0,00084	4175	4000	38	20	28,5	23,681	918,5	181,128	6355,368	103,846	2282,422	281,921	0,612	0,341	12,922	8,037	6702,742	0,4113
11	0,015	0,00084	4175	6500	34	16	26,7	32,293	1002	197,594	7400,530	120,924	1994,584	384,438	0,612	0,250	14,628	8,266	7987,434	0,3991
12	0,019	0,00084	4175	7000	30	13	19,5	40,904	1031,225	203,357	10428,581	170,402	1338,789	486,955	0,612	0,197	16,079	10,598	6790,936	0,5401
13	0,013	0,00084	4175	3300	20	8	12,375	27,987	434,2	85,624	6919,122	113,058	1348,182	333,180	0,612	0,288	13,815	8,184	4679,029	0,4722
14	0,01821	0,00084	4175	6300	19,6	11	12,275	39,203	836,29425	164,917	13435,196	219,529	1311,723	466,708	0,612	0,206	15,808	13,887	6376,991	0,7227
15	0,02624	0,00084	4175	11000	18,3	10	11,2	56,491	1095,52	216,036	19288,954	315,179	1103,028	672,510	0,612	0,143	18,296	17,227	7727,056	0,8409
16	0,0044	0,00002	1010	90000	335,5	59	139,5	9,473	262,196	51,705	370,645	130,051	705,112	4736,276	0,0285	0,0419	15,798	8,232	16808,849	0,310
17	0,01055	0,00002	1010	180000	317	42	59,9	22,713	447,531	88,253	1473,339	516,961	519,220	11356,297	0,0285	0,0337	31,802	16,256	15402,160	0,630
18	0,0173	0,00002	1010	257000	300	29	52	37,244	506,717	99,924	1921,624	674,254	441,828	18622,174	0,0285	0,0298	47,237	14,274	14831,378	0,561
19	0,02997	0,00002	1010	400000	294,5	21	39,4	64,521	635,664	125,353	3181,541	1116,330	378,836	32260,495	0,0285	0,0260	73,316	15,226	14589,476	0,601
20	0,0047	0,00002	1010	70000	327,8	54,8	131,3	10,118	260,136	51,299	390,698	137,087	466,706	5059,203	0,0285	0,0413	16,654	8,231	11310,587	0,354
21	0,01087	0,00002	1010	175000	327,3	54,3	104,6	23,402	596,143	117,559	1123,894	394,349	487,120	11700,753	0,0285	0,0335	32,571	12,107	14558,273	0,478
22	0,0181	0,00002	1010	240000	314,6	41,6	63,4	38,967	760,490	149,968	2365,432	829,972	376,761	19483,315	0,0285	0,0295	48,977	16,946	12790,935	0,699
23	0,0287	0,00002	1010	350000	299,3	26,3	48,7	61,787	762,538	150,337	3086,999	1083,157	342,703	30893,434	0,0285	0,0262	70,820	15,295	13053,855	0,627
24	0,004416	0,00002	1010	77500	356	78	152,5	9,507	347,892	68,604	449,864	157,847	586,284	4753,498	0,0285	0,0419	15,844	9,962	13988,859	0,399
25	0,010988	0,00002	1010	162500	339	68	124	23,656	754,656	148,818	1200,145	421,103	433,860	11827,772	0,0285	0,0334	32,854	12,818	13001,589	0,526
26	0,018119	0,00002	1010	240000	311	44	89,75	39,008	805,208	158,787	1769,213	620,777	380,323	19503,767	0,0285	0,0294	49,018	12,664	12915,262	0,521

Но- мер опы- та	Значение величины																			
	m , кг/с	μ , Па·с	c_p , Дж/ кг·К	$\Delta p_{\text{вс}}$, Па	$T_{\text{ср}}$, °С	$\Delta T_{\text{тб}}$, °С	$\Delta T_{\text{тб}}$, °С	$\rho_{\text{ж}}$, кг/м ³ ·с	Q , Вт	q , кВт/м ²	α , Вт/м ² ·К	$N_{\text{тв}}$, б/р	ξ , б/р	Re , б/р	λ , Вт/м·К	$\xi_{\text{тв}}$, б/р	$N_{\text{тв,н}}$, б/р	$Nu/Nu_{\text{тв,н}}$, б/р	$\xi/\xi_{\text{тв}}$, б/р	K_0 , б/р
27	0,029841	0,00002	1010	345000	291	28	70,5	64,243	843,903	166,418	2360,533	828,257	329,198	3212,1636	0,0285	0,0260	73,063	11,336	12664,192	0,469
28	0,00406	0,00002	1010	68000	339	54	102	8,741	221,432	43,666	428,102	150,211	584,324	4370,291	0,0285	0,0428	14,814	10,140	13652,181	0,409
29	0,01087	0,00002	1010	177000	324,5	41	82	23,402	450,127	88,765	1082,499	379,824	463,206	11700,753	0,0285	0,0335	32,571	11,661	13843,592	0,469
30	0,02114	0,00002	1010	260000	309	31	66	45,511	661,893	130,525	1977,655	693,914	341,974	22755,651	0,0285	0,0283	55,454	12,513	12069,408	0,526
31	0,00777	0,00002	1010	139000	345	66	122	16,728	517,948	102,139	837,207	293,757	512,882	8363,832	0,0285	0,0364	24,899	11,798	14094,179	0,471
32	0,0152	0,00002	1010	213000	316	46	102	32,723	706,192	139,261	1365,303	479,054	413,793	16361,679	0,0285	0,0308	42,591	11,248	13448,113	0,456
33	0,03043	0,00002	1010	370000	292	30	60	65,511	922,029	181,824	3030,398	1063,298	351,747	32755,651	0,0285	0,0259	74,215	14,327	13597,913	0,579
34	0,00436	0,00002	1010	70000	332	43,5	64	9,386	191,557	37,775	590,233	207,099	535,473	4693,219	0,0285	0,0420	15,683	13,205	12735,790	0,546
35	0,01137	0,00002	1010	155000	312	34	57,75	24,478	390,446	76,996	1333,261	467,811	403,646	12238,967	0,0285	0,0331	33,764	13,855	12199,942	0,581
36	0,02183	0,00002	1010	275000	293	23	48,43	46,997	507,111	100,002	2064,880	724,519	366,202	23498,385	0,0285	0,0281	56,897	12,734	13028,712	0,522
37	0,00604	0,00002	1010	110000	322	54	116	13,003	329,422	64,962	560,016	196,497	598,698	6501,615	0,0285	0,0388	20,355	9,653	15448,411	0,374
38	0,00911	0,00002	1010	148000	315	54	103	19,612	496,859	97,981	951,268	333,778	511,175	9806,243	0,0285	0,0350	28,279	11,803	14617,250	0,466
39	0,01885	0,00002	1010	255000	295	36	91	40,581	685,386	135,158	1485,252	521,141	414,243	20290,635	0,0285	0,0292	50,594	10,301	14206,902	0,410
40	0,00773	0,00002	1010	115000	332	46	88	16,642	359,136	70,821	804,790	282,382	427,364	8320,775	0,0285	0,0364	24,797	11,388	11728,964	0,484
41	0,0178	0,00002	1010	240000	314	38	74	38,321	683,164	134,720	1820,538	638,785	390,312	19160,388	0,0285	0,0296	48,326	13,218	13195,743	0,540
42	0,02727	0,00002	1010	365000	300	25	60	58,708	688,568	135,785	2263,089	794,066	391,729	29354,144	0,0285	0,0266	67,982	11,680	14734,122	0,460
43	0,00639	0,00002	1010	92000	346	62	96	13,757	400,142	78,908	821,957	288,406	414,647	6878,364	0,0285	0,0382	21,294	13,544	10851,022	0,590
44	0,0111	0,00002	1010	170000	334	57	89	23,897	639,027	126,016	1415,910	496,810	436,607	11948,332	0,0285	0,0333	33,121	15,000	13117,100	0,614
45	0,02112	0,00002	1010	280000	310	33	57	45,468	703,930	138,815	2435,347	854,508	369,901	22734,123	0,0285	0,0283	55,412	15,421	13051,956	0,632
46	0,00772	0,00002	1010	80000	382	65,2	82,5	16,620	508,377	100,252	1215,175	426,377	165,061	8310,011	0,0285	0,0364	24,771	17,213	4528,605	1,004
47	0,0136	0,00002	1010	146000	372	58,5	82	29,279	803,556	158,461	1932,452	678,053	158,925	14639,397	0,0285	0,0316	38,965	17,401	5023,360	0,981
48	0,0275	0,00002	1010	302000	344	35,75	57	59,203	992,956	195,811	3435,276	1205,360	166,316	29601,722	0,0285	0,0265	68,441	17,612	6268,797	0,922
49	0,0114	0,00002	1010	103000	333	42	81	24,543	483,588	95,363	1177,326	413,097	164,281	12271,259	0,0285	0,0331	33,835	12,209	4968,562	0,690
50	0,021	0,00002	1010	176000	321,5	35	74	45,210	742,550	146,391	1978,260	694,126	149,987	22604,952	0,0285	0,0284	55,160	12,584	5284,751	0,697
51	0,034	0,00002	1010	245000	305,5	25	59	73,197	858,500	169,296	2869,424	1006,815	130,802	36598,493	0,0285	0,0252	81,102	12,414	5198,765	0,692

Установлено, что ТГЭ пористого тракта в принятой обработке и методике оценки согласно критерию максимума теплосъема при прочих равных условиях во всем исследованном диапазоне ниже единицы (0,4–0,7) и растет с увеличением Re . Кроме того, вполне логично, что более высокой оказалась эффективность при испытаниях на воде (в ламинарной области).

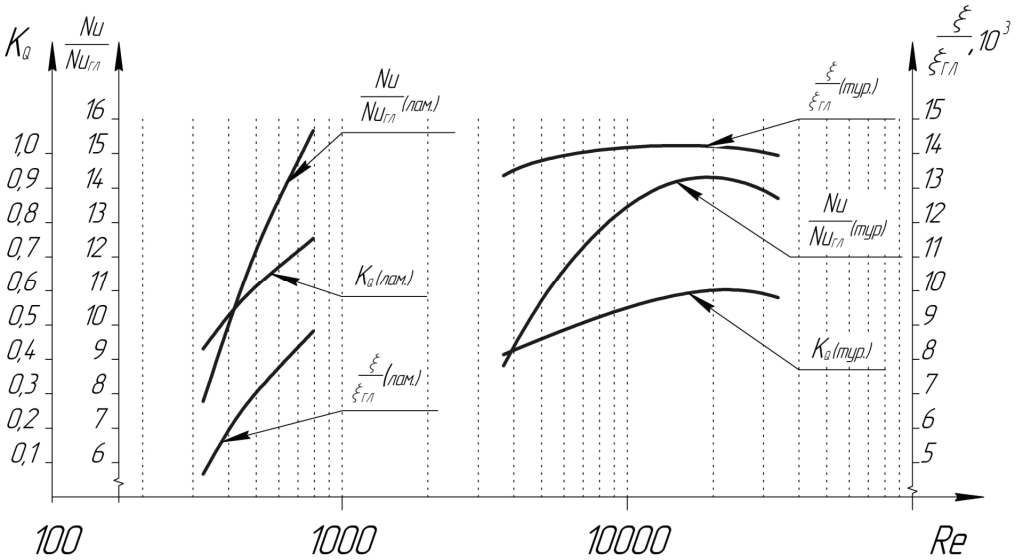


Рис. 6. Исследование эффективности тракта

Выводы. Установлено, что эффективность исследуемого образца пористого тракта ниже, чем гладкого, в основном по причине чрезмерного роста гидравлических потерь. Очевидно, это связано с технологическими особенностями изготовления, а также особенностями и спецификой подачи охладителя.

Некоторого улучшения эффективности образца планируется достичь путем применения более теплопроводных пористых материалов, а также совершенствования технологии изготовления ПСМ, схемы подачи и отвода охладителя.

Литература

- [1] Демянко Ю.Г., Конюхов Г.В., Коротеев А.С., Кузьмин Е.П., Павельев А.А. *Ядерные ракетные двигатели*. Москва, ООО «Норма-Информ», 2001, 415 с.
- [2] Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.Л. *Интенсификация теплообмена в каналах*. Москва, Машиностроение, 1990, 206 с.
- [3] Александренков В.П. Исследование эффективности интенсификации теплоотдачи в кольцевом канале при центральном теплоподводе. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2012, № 4, с. 43–50.
- [4] Александренков В.П. К вопросу оценки эффективности применения пористых сетчатых материалов в кольцевом теплообменном тракте. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2011, спец. вып. «Энергетическое и транспортное машиностроение», с. 179–185.

- [5] Пелевин Ф.В., Авраамов Н.И., Семенов П.Ю. Рекуперативный теплообменный аппарат для наддува топливных баков жидкостного ракетного двигателя. *Инженерный вестник*, 2014, № 10. URL: <http://engbul.bmstu.ru/doc/740030.html>.
- [6] Кудрявцев В.М., ред. *Основы теории и расчёта жидкостных ракетных двигателей*. В 2 кн. Москва, Высшая школа, 1993.
- [7] Александренков В.П., Мошик Т.М. Исследование эффективности различных способов интенсификации теплоотдачи в тракте охлаждения ЖРД в унифицированных переменных. *Актуальные проблемы российской космонавтики. Материалы XXXIX Академические чтений по космонавтике*. Москва, 2015, Комиссия РАН.
- [8] Кириллов П.Л., Юрьев Ю.С., Бобков В.П. *Справочник по теплогидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы)*. Москва, Энергоатомиздат, 1990, 360 с.
- [9] Михеев М.А. *Основы теплопередачи*. Москва, Энергия, 1977, с. 388–393.
- [10] Александренков В.П., Методические указания к домашнему заданию по дисциплине «Теплозащита и прочность конструкций ЖРД». Москва, 2012, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012, 74 с.

Анфимов Максим Витальевич — студент кафедры «Ракетные двигатели», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

Научный руководитель — В.П. Александренков, канд. техн. наук, доцент кафедры «Ракетные двигатели», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

INVESTIGATING THE THERMOHYDRAULIC EFFICIENCY OF THE LIQUID-PROPELLANT ROCKET ENGINE POROUS TRACT OF COOLING WITH THE INTERCHANNEL COOLANT FLOW

M.V. Anfimov

m245805@gmail.com

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

Abstract

We have developed a method of estimating thermohydraulic efficiency of the cooling tract. In order to obtain the values of thermohydraulic characteristics and conduct further thermohydraulic efficiency research we tested the model element of the porous cooling tract with the interchannel coolant flow as part of the laboratory practicum at the premises of the laboratory research stand. Combustion products of the 76% ethanolaqueous solution with the air of 700...1000 °C temperature were used as a working medium, and industrial water and air were used as a coolant. The thermohydraulic efficiency of the porous tract in the applied processing and evaluation method upon the heat pickup maximum criterion under otherwise equal conditions is about 0,4...0,7, it grows with increase of number Re and more actively in the laminar region. High efficiency is registered on trials on the water (in the laminar region). It is also established that the efficiency improvement can be achieved by applying more thermally conductive porous materials and by advances in the porous netting material manufacturing technology as well as in the procedure of the coolant feed and withdrawal.

Keywords

Thermohydraulic efficiency, porous tract, liquid-propellant rocket engine cooling, thermal protection

© Bauman Moscow State Technical University, 2017

References

- [1] Demyanko Yu.G., Konyukhov G.V., Koroteev A.S., Kuz'min E.P., Pavel'yev A.A. Yadernye raketnye dvigateli [Nuclear jet engines]. Moscow, OOO "Norma-Inform" publ., 2001, 415 p.
- [2] Kalinin E.K., Dreytser G.A., Yarkho S.L. Intensifikatsiya teploobmena v kanalakh [Intensification of heat exchange in channels]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1990, 206 p.
- [3] Aleksandrenkov V.P. Study of efficiency of intensifying heat emission in the ring channel with central heat supply. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Baumana, Mashinostr.* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mechan. Eng.], 2012, no. 4, pp. 43–50.
- [4] Aleksandrenkov V.P. To issue of estimating the efficiency of application of the porous mesh material in ring heat exchange channel. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Baumana, Mashinostr.* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mechan. Eng.], 2011, spec. iss. "Energetic and transport mechanical engineering", pp. 179–185.
- [5] Pelevin F.V., Avraamov N.I., Semenov P.Yu. Recuperative heat exchanger for fuel-tank pressurization of liquid rocket engine. *Inzhenernyy vestnik* [Engineering Bulletin], 2014, no. 10. URL: <http://engbul.bmstu.ru/doc/740030.html>.

- [6] Kudryavtsev V.M., ed. *Osnovy teorii i rascheta zhidkostnykh raketnykh dvigateley*. V 2 kn. [Theory and calculation fundamentals of liquid rocket engines. In 2 vols.]. Moscow, Vysshaya shkola publ., 1993.
- [7] Aleksandrenkov V.P., Moshik T.M. *Issledovanie effektivnosti razlichnykh sposobov intensifikatsii teplootdachi v trakte okhlazhdeniya ZhRD v unifitsirovannykh peremennykh* [Research in normalized variables on effectiveness of different ways of heat exchange intensification in coolant passage of liquid rocket engine]. *Aktual'nye problemy rossiyskoy kosmonavтики. Materialy XXXIX Akademicheskije chteniy po kosmonavtike* [Actual problems of Russian cosmonautics. Proc. XXXIX Academic readings on cosmonautics]. Moscow, 2015, RAS commission publ.
- [8] Kirillov P.L., Yur'yev Yu.S., Bobkov V.P. *Spravochnik po teplogidravlicheskim raschetam (yadernye reaktory, teploobmenniki, parogeneratory)* [Handbook on thermohydraulic calculations (nuclear reactors, heat exchangers, steam generators)]. Moscow, Energoatomizdat publ., 1990, 360 p.
- [9] Mikheev M.A. *Osnovy teploperedachi* [Fundamentals of heat exchange]. Moscow, Energiya publ., 1977, pp. 388–393.
- [10] Aleksandrenkov V.P., *Metodicheskie ukazaniya k domashnemu zadaniyu po distsipline «Teplozashchita i prochnost' konstruksiy ZhRD»* [Methodology instructions to the homework on “Thermal protection and structural toughness of liquid rocket engine”]. Moscow, 2012, Bauman Press, 2012, 74 p.

Anfimov M.V. — student, Rocket Engines Department, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

Scientific advisor — Aleksandrenkov V.P., Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Rocket Engines Department, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.