

УДК 536.24.083

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТРАКТОВ ОХЛАЖДЕНИЯ ЖИДКОСТНЫХ РАКЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ В УНИФИЦИРОВАННЫХ ПЕРЕМЕННЫХ

Чвилёв Д.И.

студент кафедры «Ракетные двигатели»
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
tchwilyow@yandex.ru

Аннотация

Разработана методика оценки теплогидравлической эффективности (ТГЭ) трактов охлаждения жидкостных ракетных двигателей (ЖРД) на основе унифицированных переменных, получены расчётные формулы для исследования эффективности в гладком кольцевом канале и оребрённом кольцевом тракте. Методика реализована и апробирована с использованием расчётно-аналитического способа исследования.

Ключевые слова: ЖРД, термогидравлические характеристики, унифицированный Рейнольдс, унифицированный Нуссельт, гладкий канал, оребрённый тракт.

INVESTIGATION OF THE THERMOHYDRAULIC EFFICIENCY OF COOLING TRACTS LIQUID PROPELANT ROCKET ENGINES IN UNIFIED VARIABLES

Chvilev D.I.

Student of Department «Rocket Engines»
Russia, 105005, Moscow, BMSTU,
tchwilyow@yandex.ru

ABSTRACT

It has designed technique for assessing thermohydraulic efficiency (THE) of cooling tracts liquid propellant rocket engines (LPRE) based on unified variables, received calculation equations for Investigation of efficiency in smooth canal and ribbed tract. The technique is implemented and tested using the calculation-analytical method of research.

Key words: LPRE, thermohydraulic specifications, unified Reynolds, unified Nusselt, smooth canal, ribbed tract.

Введение

Проектирование ракетных двигательных установок в современном мире связано с разработкой методов расчёта протекающих процессов в двигателях и новых способов охлаждения камер. В связи с этим растёт потребность в методе оценки

теплогидравлической эффективности (ТГЭ) различных способов интенсификации теплообмена в трактах ЖРД. Большинство известных методов оценки эффективности теплообмена, как и сами методы интенсификации, апробированы при турбулентных течениях и в частностях авторской обработки. К таким методам, например, относятся: метод энергетического коэффициента, предложенный в 40-ых годах академиком Кирпичёвым; аналогия Рейнольдса между процессами теплопереноса и трением; метод относительных теплогидравлических характеристик (ТГХ) [1] и др. Недостатком таких интегральных методов является то, что получаемые уравнения обладают малой областью применения и фактически описывают лишь частные случаи. Помимо перечисленных недостатков известные на данный момент методы оценки эффективности имеют различные способы обработки результатов экспериментов и ограничения, по оценке адекватности режима течения.

Задачей настоящей статьи является разработка обобщённой, исключаящей эти недостатки посредством использования унифицированных переменных, методики оценки ТГЭ (возможность сравнения ТГЭ различных трактов охлаждения без привязки к характерным геометрическим, динамическим или тепловым параметрам тракта).

Метод унифицированных переменных

Математическая модель объекта исследования ТГЭ для линейного участка тракта охлаждения описывается тремя уравнениями:

уравнением тепловой мощности:

$$Q = \alpha S \Delta T,$$

где $\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_r}$ – коэффициент теплоотдачи; Nu – число Нуссельта; λ –

коэффициент теплопроводности охладителя; $d_r = \frac{4F}{\Pi}$ – гидравлический диаметр; $S = \pi D_1 L$ – номинальная площадь теплоотдающей поверхности; L – длина участка тракта; D_1 – внутренний диаметр тракта; $\Delta T_{\text{охл}} = T_{\text{ст}} - T_{\text{охл}}$ – температурный напор между стенкой и охладителем.

уравнением потери давления:

$$\Delta p = \xi \frac{\rho u^2 z}{2 d_r},$$

где ξ – коэффициент гидравлического сопротивления трения; $d_r = \frac{4F}{\Pi}$ – гидравлический диаметр, F – проходная площадь тракта; Π – смоченный периметр; ρ – плотность охладителя; u – скорость течения охладителя; z – длина пути охладителя.

уравнение расхода охладителя:

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

В качестве критерия сравнения ТГЭ различных трактов (например, двух любых трактов) принимается величина тепловых потоков, отводимых от стенки, или тепловая мощность Q , снимаемая с данной поверхности участка S :

$$K_Q = \frac{Q_2}{Q_1}.$$

Впервые такой подход был применен для оценки ТГЭ теплообменных аппаратов [2], в данной работе метод унифицированных переменных разработан для оценки ТГЭ трактов охлаждения камер ЖРД.

В качестве условий сравнения принимается равенство потерь давления:

$$\frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} = \frac{\xi_2}{\xi_1} \left(\frac{\rho u_2}{\rho u_1} \right)^2 \frac{z_2}{z_1} \frac{d_{r1}}{d_{r2}} = 1 \quad (1)$$

Однако, необходимо иметь в виду, что условие сравнения всегда может быть изменено в соответствии с дополнительными требованиями и тогда полученные ниже унифицированные переменные будут скорректированы. Так, условие сравнения может быть представлено дисконтным коэффициентом $k_{\Delta p} = \frac{\Delta p_2}{\Delta p_1}$, что принципиально метода оценки не меняет.

В качестве дополнительных ограничений на математическую модель объекта принимаются допущения:

- номинальная площадь поверхности теплосъёма $S = \text{const}$ при постоянной длине тракта $L = \text{const}$
- исследование ведётся для одного и того же охладителя при слабом изменении его свойств, т.е. $\frac{\rho_2}{\rho_1} \approx 1$ и $\frac{\mu_2}{\mu_1} \approx 1$;
- термическое сопротивление стенки бесконечно мало: $\frac{\delta}{\lambda_{ст}} \rightarrow 0$;

Тогда согласно уравнения (1):

$$\frac{(\rho u)_2}{(\rho u)_1} = \left(\frac{\xi_1}{\xi_2} \frac{z_1}{z_2} \frac{d_{r2}}{d_{r1}} \right)^{\frac{1}{2}}$$

Используя, полученное выражение с учётом принятых допущений, найдём отношение чисел Re рассматриваемых трактов:

$$\frac{Re_2}{Re_1} = \frac{\rho u_2 d_{r2}}{\mu} \cdot \frac{\mu}{\rho u_1 d_{r1}} = \frac{u_2}{u_1} \frac{d_{r2}}{d_{r1}} = \left(\frac{\xi_1}{\xi_2} \frac{z_1}{z_2} \left(\frac{d_{r2}}{d_{r1}} \right)^3 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2)$$

Условие равенства динамических режимов сравниваемых объектов будет определяться как $Re_{unf1} = Re_{unf2} = \dots = Re_{unfn} = \text{idem}$. Здесь Re_{unf} – унифицированное число Рейнольдса, которое может быть получено из условия (2):

$$Re_{unf} = \left(\xi z \frac{b^2}{d_r^3} \right)^{\frac{1}{2}} Re,$$

где b – условно введённый масштабная величина, необходимая для приведения унифицированной переменной к безразмерному виду.

Согласно принятому допущению и принятому критерию сравнения ТГЭ для двух любых конфигураций тракта по величине относительного теплосъёма, справедлива зависимость:

$$K_Q = \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{\alpha_2 S_2 \Delta T_2}{\alpha_1 S_1 \Delta T_1} = \frac{\alpha_2 \Delta T_2}{\alpha_1 \Delta T_1} = \frac{Nu_2 \lambda_2}{d_{r2}} \frac{d_{r1}}{Nu_1 \lambda_1} \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}$$

где Q_2 и Q_1 – тепловые мощности, рассматриваемых трактов, ΔT_i – температурные напоры на стороне охладителя.

Как известно, температурное состояние системы определяется совместно режимами нагрева и охлаждения стенки. Полагая малое изменение температуры охладителя на длине исследуемого участка, режим охлаждения будет определяться только температурой стенки со стороны охладителя.

Согласно уравнению баланса тепловой мощности для тонкостенной оболочки камеры:

$$\frac{Q}{S} = q_{\text{охл}} = \alpha_{\text{охл}} \Delta T_{\text{охл}} = k_s \Delta T_{\text{к}},$$

где коэффициент теплопередачи $k_s = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{охл}}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{\text{г}}}\right)} = \frac{\alpha_{\text{охл}}}{\left(1 + \frac{\alpha_{\text{охл}}}{\alpha_{\text{г}}}\right)} = \frac{\alpha_{\text{охл}}}{\left(1 + \frac{1}{n_{\alpha}}\right)}$,

$\Delta T_{\text{к}} = T_{\text{г}} - T_{\text{охл}}$ – температурный напор камеры между газом и охладителем, $\alpha_{\text{г}}$ – коэффициент теплоотдачи на стороне газа, $\alpha_{\text{охл}}$ – коэффициент теплоотдачи на стороне охладителя, $n_{\alpha} = \frac{\alpha_{\text{г}}}{\alpha_{\text{охл}}}$ – отношение коэффициентов теплоотдачи.

Тогда температурный напор между стенкой и охладителем имеет вид:

$$\Delta T_{\text{охл}} = \frac{k_s \Delta T_{\text{к}}}{\alpha_{\text{охл}}} = \frac{\Delta T_{\text{к}}}{1 + \frac{1}{n_{\alpha}}},$$

Таким образом, критерий ТГЭ сравниваемых объектов при $\frac{\lambda_2}{\lambda_1} \approx 1$ примет вид:

$$K_Q = \frac{q_2}{q_1} = \frac{\alpha_{\text{охл}2} \Delta T_{\text{охл}2}}{\alpha_{\text{охл}1} \Delta T_{\text{охл}1}} = \frac{\alpha_{\text{охл}2} \Delta T_{\text{к}2} \left(1 + \frac{1}{n_{\alpha 1}}\right)}{\alpha_{\text{охл}1} \Delta T_{\text{к}1} \left(1 + \frac{1}{n_{\alpha 2}}\right)} = \frac{\Delta T_{\text{к}2}}{\Delta T_{\text{к}1}} \frac{d_{\text{г}1}}{d_{\text{г}2}} \frac{\left(1 + \frac{1}{n_{\alpha 1}}\right)}{\left(1 + \frac{1}{n_{\alpha 2}}\right)} \frac{\text{Nu}_2}{\text{Nu}_1}$$

Группируя параметры по каждому объекту получаем формулу унифицированного числа Nu, отвечающего за величину теплового потока:

$$\text{Nu}_{\text{unf}} = \left[\frac{\Delta T_{\text{к}}}{T_0} \frac{b}{d_{\text{г}} \left(1 + \frac{1}{n_{\alpha}}\right)} \right] \text{Nu}, \quad (3)$$

где b – условный метрический масштаб, T_0 – условный температурный масштаб.

Таким образом, ТГЭ по критерию K_Q оценивается не классическими значениями Nu, а их комбинациями с прочими параметрами системы охлаждения в виде (3).

Задача исследования всей камеры ЖРД трудоёмка и в данной статье не рассматривается, но может быть решена с последовательным применением этой методики к различным участкам тракта ЖРД с последующим объединением решения в общую картину.

Введённые унифицированные переменные Re_{unf} и Nu_{unf} по существу являются развитием метода обобщённых переменных тепловых расчётов, обобщающих наряду с известными числами подобия Re и Nu и другие факторы геометрической, динамической и термодинамической природы. При этом могут быть использованы как аналитические, так и опытные данные.

Исследование проводилось для короткого участка тракта с постоянной геометрией и постоянной длины L достаточно удалённой от входа, что позволило исключить в результатах поправку на фактор длины входа $\varepsilon_{\ell} = 1$.

В качестве охладителя рассматривалась несжимаемая жидкость $\rho = \text{const}$. Дополнительным ограничением являлось отсутствие влияния температурного фактора $\varepsilon_t = 1$.

Для исключения существенного влияния свойств результаты числа Pr используются модификация классических значений числа Nu в форме $\text{Nu}^* = \frac{\text{Nu}}{\text{Pr}^{0.33}} = \frac{\text{Nu}}{\text{Pr}^{0.4}}$ и соответственно используется Nu_{unf}^* .

Расчёт ведётся в сосредоточенных параметрах. Методика исследования расчётно-теоретическая. В качестве условного линейного масштаба унифицированных переменных принимается $b = 1 \text{ мм}$, в качестве условного температурного масштаба $T_0 = 2000 \text{ К}$.

ТГЭ гладкого кольцевого канала

В соответствии с расчётной схемой (рис. 1). проведено преобразование унифицированных переменных.

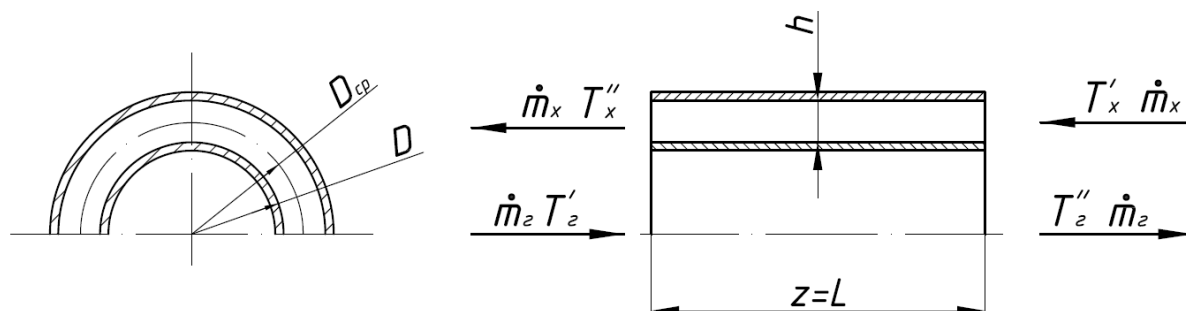


Рисунок 1. Расчётная схема гладкого канала

Введём относительные величины гладкого кольцевого канала:

$$\bar{z} = \frac{z}{b} = \frac{L}{b} = \bar{L}, \quad \bar{h} = \frac{h}{b}, \quad \bar{T} = \frac{\Delta T}{T_0}$$

Тогда унифицированные переменные можно записать в виде:

$$\text{Re}_{\text{unf}} = \left(\xi z \frac{b^2}{d_r^3} \right)^{0.5} \text{Re} = \left(\xi L \frac{b^2}{d_r^3} \right)^{0.5} \text{Re} = \left(\xi \frac{L}{b} \frac{b^3}{d_r^3} \right)^{0.5} = \left(\xi \bar{L} \left(\frac{b}{2h} \right)^3 \right)^{0.5} \text{Re}$$

$$\overline{\text{Nu}}^*_{\text{unf}} = \left[\frac{\Delta T}{T_0} \frac{b}{d_r \left(1 + \frac{1}{n_\alpha} \right)} \right] \overline{\text{Nu}}^* = \left[\bar{T} \frac{1}{2\bar{h} \left(1 + \frac{1}{n_\alpha} \right)} \right] \overline{\text{Nu}}^*$$

Исследование проведено при следующем диапазоне реальных переменных и параметров при $\text{Re} = 10^2 \dots 10^5, \bar{h} = 10, \bar{L} = 100, n_\alpha = 1, \bar{T} = 0.75$.

При этом число $\overline{\text{Nu}}^*_{\text{unf}}$ прямо пропорционально \bar{T} , поэтому влияние этой величины на ТГЭ в дальнейшем не представляет особого интереса для исследования.

Расчёт авторских значений ТГХ при соответствующих числах Re приводится по следующим формулам.

Для ламинарного режима течения коэффициент гидравлического сопротивления определялся по формуле Пуазейля, справедливой в пределах $\text{Re} \leq 2320$ [3]:

$$\xi = \frac{96}{\text{Re}} \cdot \omega,$$

где $\omega = 1$ – поправка на форму канала.

Теплоотдача определяется по формуле [3], где $\overline{\text{Nu}}$ – осреднённый Nu на длине z.

Для исключения фактора рода жидкости, полагая $\text{Pr}^{0.33} \approx \text{Pr}^{0.4}$, вводится

$$\overline{\text{Nu}}^* = \frac{\overline{\text{Nu}}}{\text{Pr}^{0.4}}.$$

Тогда

$$\overline{Nu}^* = 1,4 \cdot \left(Re \cdot \frac{d_r}{z} \right)^{0,4} Pr^{0,4} = 1,4 \cdot \left(Re \cdot \frac{2h}{L} \right)^{0,4} Pr^{0,4} = 1,4 \cdot \left(Re \cdot \frac{2\bar{h}}{\bar{L}} \right)^{0,4} Pr^{0,4}$$

Для переходного режима течения коэффициент гидравлического сопротивления определяется по формуле Френкеля, которая справедлива в пределах $2320 < Re \leq 10^4$:

$$\xi = \frac{2,7}{Re^{0,53}}$$

Коэффициент теплоотдачи удовлетворительно описывается формулой Круассольда-Нуссельта:

$$\overline{Nu}^* = 0,023 Re^{0,8},$$

Для турбулентного режима течения коэффициент гидравлического сопротивления определяется по формуле Блазиуса, которая справедлива в пределах $Re > 10000$:

$$\xi = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$$

Коэффициент теплоотдачи описывается формулой Круассольда-Нуссельта:

$$\overline{Nu} = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \cdot \varepsilon_\ell \cdot \varepsilon_T,$$

или на основе принятых допущений, что $\varepsilon_\ell = 1$ и $\varepsilon_T = 1$:

$$\overline{Nu}^* = 0,023 Re^{0,8},$$

Результаты исследования ТГЭ в унифицированных переменных представлены на рисунках 2 и 3 при следующих значениях параметров: $Re = 10^2 \dots 10^5$, $\bar{L} = 100$, $\bar{h} = 10$, $\bar{T} = 0.75$ и показывают, что функция $Nu_{unf} = f(Re_{unf})$ является монотонно-возрастающей в основном линейной. Изломы функции обусловлены состыковкой формул различных аналитических зависимостей, описывающих процессы в переходных областях чисел Re . В тоже время, по мере роста n_α функция $Nu_{unf} = f(n_\alpha)$ возрастает нелинейно, с разными темпами для различных режимов течения и имеет предел (см. рис. 4). Так, например, при малых n_α рост в 1.5 даёт прирост числа Nu_{unf} в 1.5 раза, то есть в области малых n_α рост прямо пропорционален. При больших значениях n_α , его рост, например, в 2 раза даёт прирост числа Nu_{unf} всего в 1.1 раза и постепенно приближается к своему пределу.

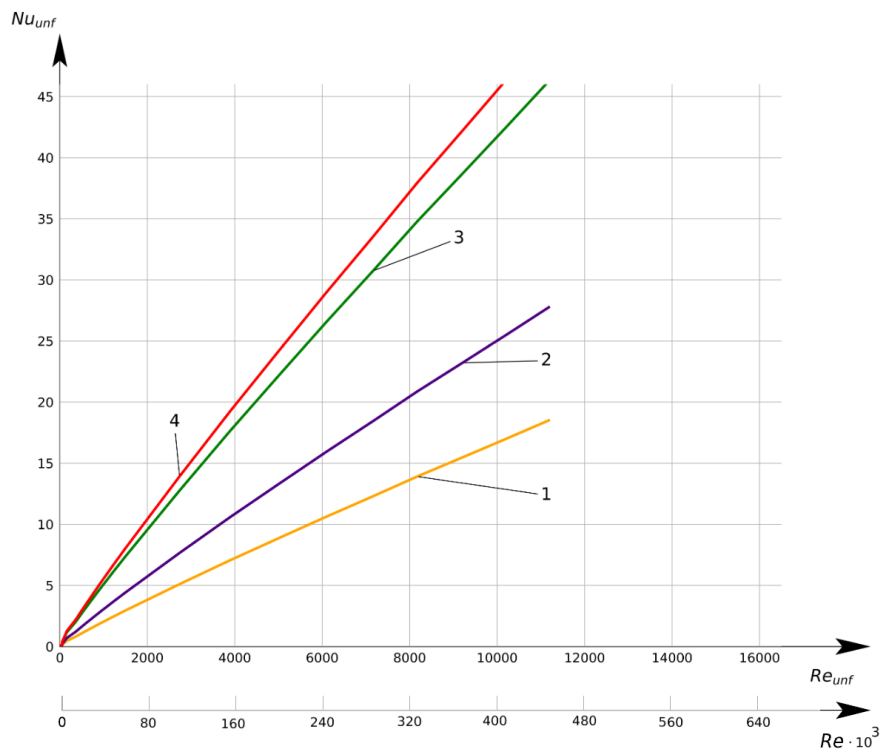


Рисунок 2. Зависимость гладкого канала от значения n_α :
 1 – $n_\alpha = 0.5$, 2 – $n_\alpha = 0.75$, 3 – $n_\alpha = 5$, 4 – $n_\alpha = 10$

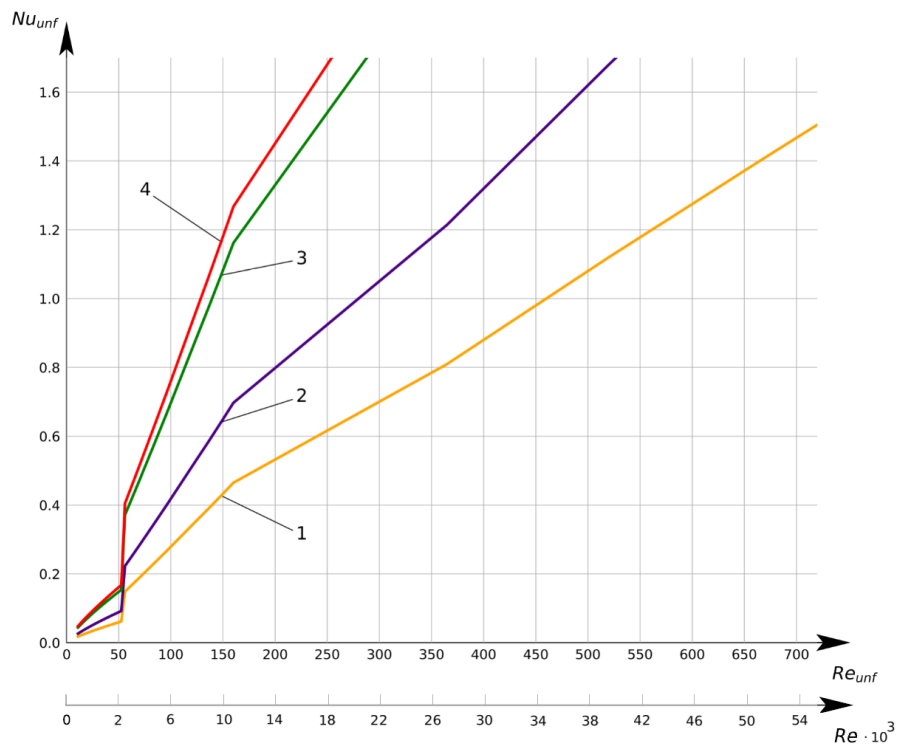


Рисунок 3. Зависимость гладкого канала от значения n_α (Увеличено):
 1 – $n_\alpha = 0.5$, 2 – $n_\alpha = 0.75$, 3 – $n_\alpha = 5$, 4 – $n_\alpha = 10$

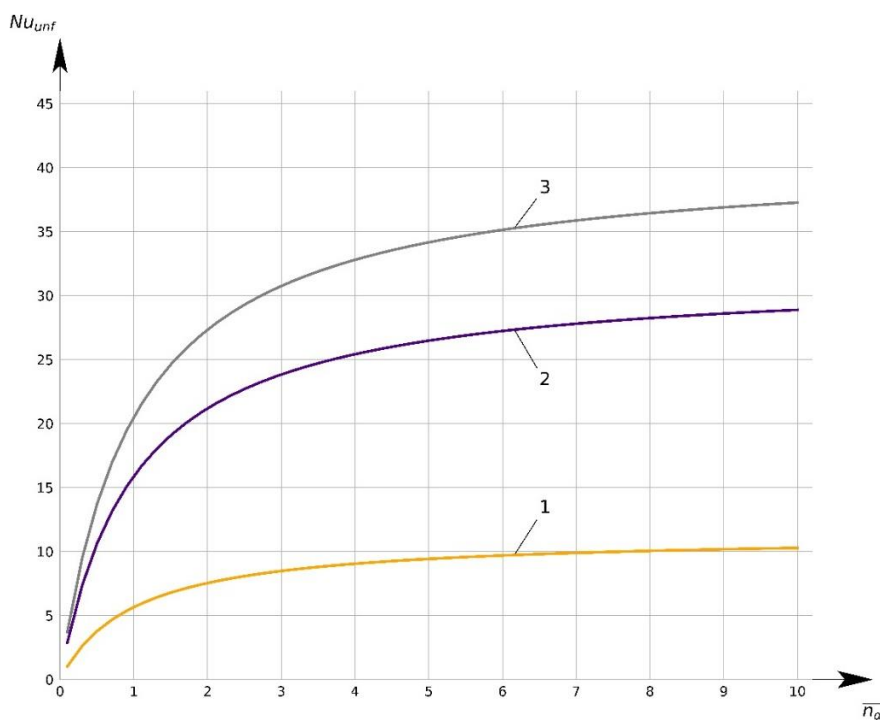


Рисунок 4. Зависимость гладкого канала от значения Re_{unf} :
 1 – $Re_{unf} = 2000$, 2 – $Re_{unf} = 6000$, 3 – $Re_{unf} = 8000$

ТГЭ оребрѐнного кольцевого канала

В соответствии с расчётной схемой (рис. 5). проведено преобразование унифицированных переменных.

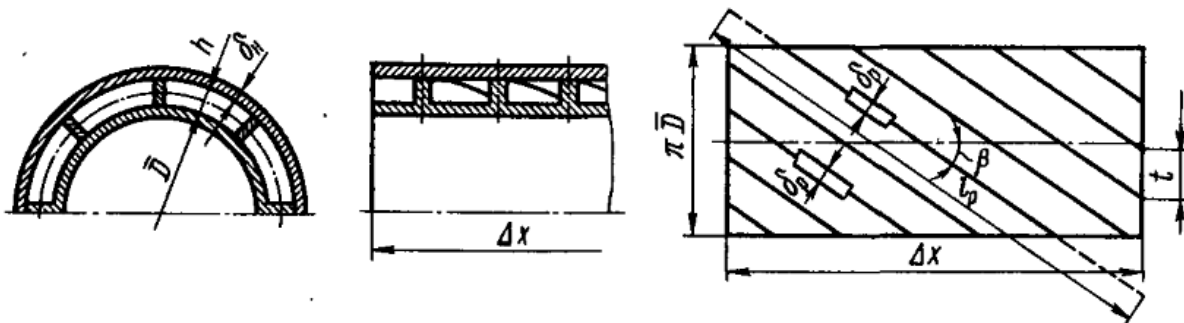


Рисунок 5. Расчётная схема оребрѐнного кольцевого канала

Для этого параметры тракта представлены в безразмерном виде:

$$\bar{z} = \frac{z}{b} = \frac{L}{b} = \bar{L}, \quad \bar{h}_b = \frac{h}{b}, \quad \bar{h}_t = \frac{h}{t_p}, \quad \bar{T} = \frac{\Delta T}{T_0}, \quad \bar{t}_p = \frac{t_p}{b}, \quad \bar{\delta}_p = \frac{\delta_p}{t_p}$$

На основании этих преобразований унифицированные переменные принимают следующий вид:

$$Re_{unf} = \left(\xi z \frac{b^2}{d_r^3} \right)^{0.5} Re = \left(\xi L \frac{b^2}{d_r^3} \right)^{0.5} Re = \left(\xi \frac{L}{b} \frac{b^3}{d_r^3} \right)^{0.5} = \left(\xi \bar{L} \left(\frac{b}{d_r} \right)^3 \right)^{0.5} Re$$

$$= \left(\xi \cdot \bar{L} \cdot \left(\frac{b}{2h} \cdot \left[\frac{h + t_p - \delta_p}{t_p - \delta_p} \right] \right)^3 \right)^{\frac{1}{2}} Re = \left(\xi \cdot \bar{L} \cdot \left(\frac{1}{2\bar{h}_b} \cdot \left[\frac{\bar{h}_t}{1 - \bar{\delta}_p} + 1 \right] \right)^3 \right)^{\frac{1}{2}} Re$$

$$\begin{aligned} \overline{Nu}^*_{\text{unf}} &= \left[\frac{\Delta T}{T_0} \frac{b}{d_r \left(1 + \frac{1}{n_\alpha}\right)} \right] \overline{Nu}^*_{\text{эф}} = \left[\frac{b}{\bar{T}} \frac{\frac{h + t_p - \delta_p}{t_p - \delta_p}}{\left(1 + \frac{1}{n_\alpha}\right)} \right] \overline{Nu}^*_{\text{эф}} = \\ &= \left[\frac{1}{\bar{T}} \frac{\frac{\bar{h}_t}{1 - \delta_p} + 1}{\left(1 + \frac{1}{n_\alpha}\right)} \right] \overline{Nu}^*_{\text{эф}}, \end{aligned}$$

где $\overline{Nu}^*_{\text{эф}} = \overline{Nu}^* \eta_p$, $\eta_p = 1 + \left[2 \frac{h}{t_p} E \xi_p - \frac{\delta_p}{t_p} \right] = 1 + [2 \bar{h}_t E \xi_p - \bar{\delta}_p] -$

коэффициент эффективности оребрения, $E = \frac{\text{th}(\psi)}{\psi}$ – коэффициент эффективности работы одиночного прямого ребра (КПД ребра), $\psi = \frac{h}{\delta_p} \sqrt{2 \text{Bi}}$, Bi – число Био (соотношение конвективной теплоотдачи и теплопроводности материала ребра), ξ_p – поправочный коэффициент на участие в теплоотдаче наружной стенки. Учитывая обычно низкую эффективность участия в теплообмене наружной стенки, можно принять $\xi_p = 1$.

При этом нужно отметить, что все числа Нуссельта \overline{Nu}^* определяются по аналогичным зависимостям с учётом геометрии проточной части тракта.

Результаты исследования ТГЭ оребренного канала в унифицированных переменных представлены на рисунках 6 и 7 при следующих значениях параметров: $\text{Re} = 10^2 \dots 10^5$, $\bar{L} = 100$, $\bar{h} = 10$, $\bar{T} = 0.75$.

Характер зависимости $\text{Nu}_{\text{unf}} = f(\text{Re}_{\text{unf}})$ аналогичный, как и для гладкого канала. При этом этот выигрыш зависит, как и прежде от режима течения.

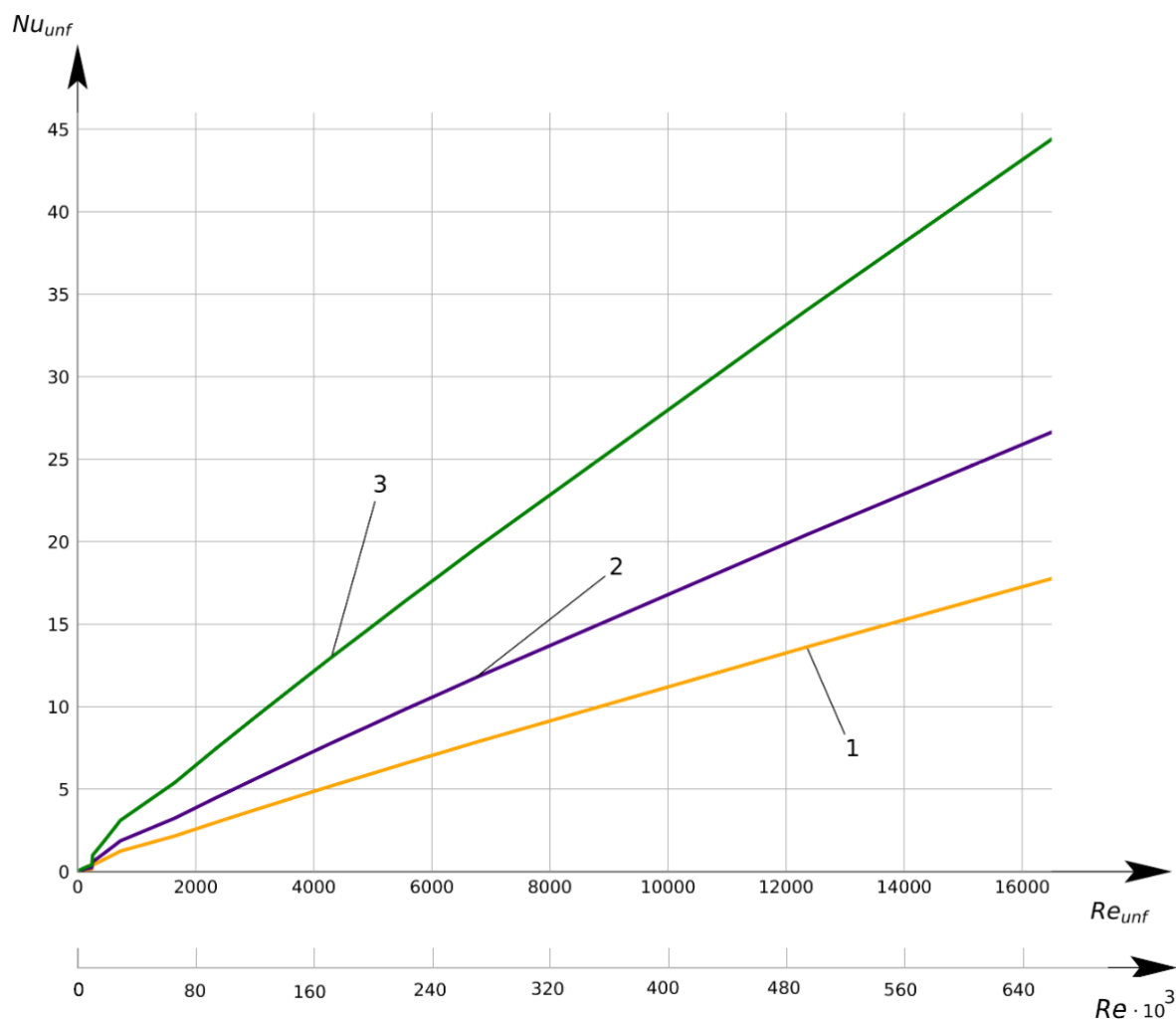


Рисунок 6. Зависимость оребренного канала от значения n_α :

$$1 - n_\alpha = 1, 2 - n_\alpha = 5, 3 - n_\alpha = 10$$

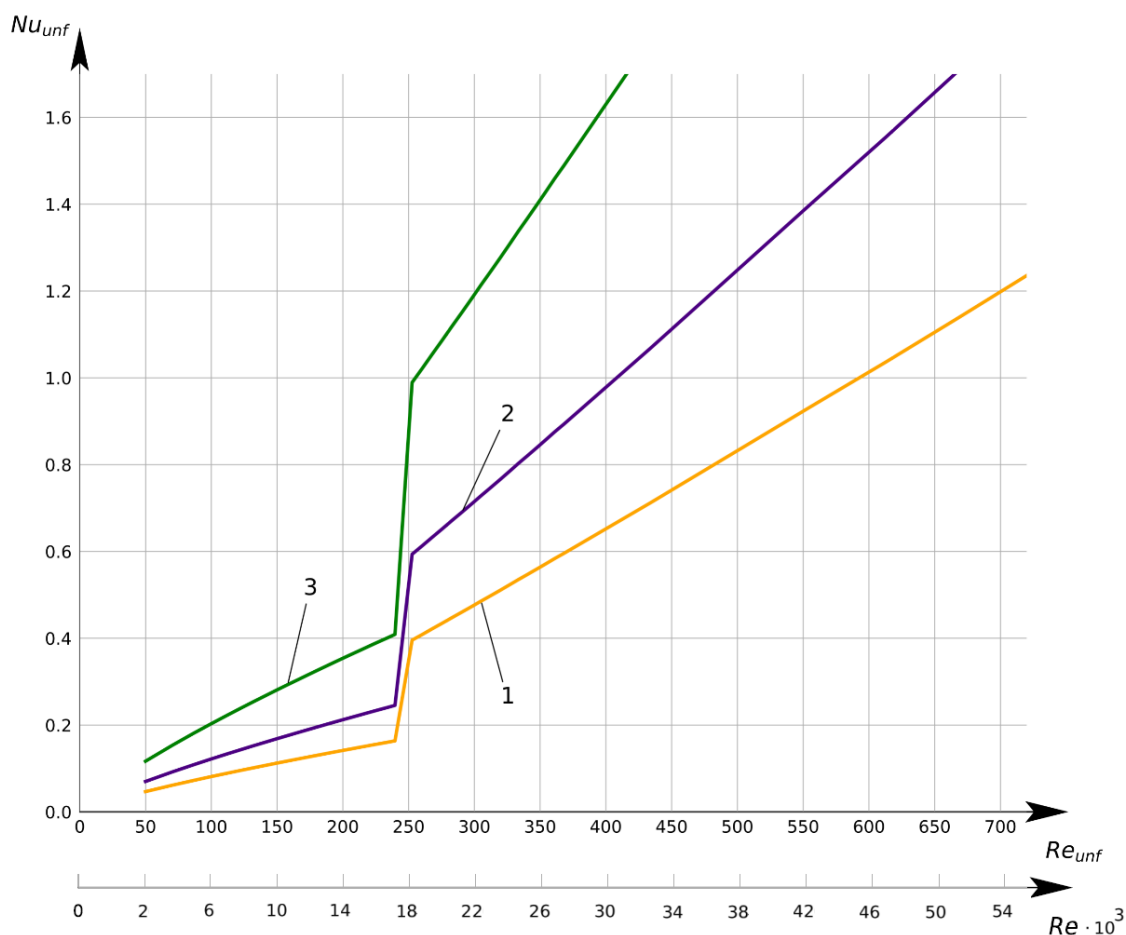


Рисунок 7. Зависимость оребренного канала от значения n_α

(Увеличено):

$$1 - n_\alpha = 1, 2 - n_\alpha = 5, 3 - n_\alpha = 10$$

Сравнение ТГЭ гладкого канала и кольцевого тракта.

На рисунке 8 представлены зависимости $Nu_{unf} = f(Re_{unf})$ для гладкого канала и оребренного тракта при следующих значениях параметров: $Re = 10^2 \dots 10^5$, $\bar{L} = 100$, $\bar{h} = 10$, $\bar{T} = 0.75$. Следует отметить, что оребренный тракт выигрывает в ТГЭ эффективности против гладкого канала поскольку значения числа Nu_{unf} для оребренного тракта растут быстрее, чем для гладкого канала. Например, при рассмотрении $n_\alpha = 0.5$ увеличение числа Re_{unf} в 2 раза ведёт к увеличению числа Nu_{unf} в 1.75 раза в случае гладкого канала, а при том же увеличении числа Re_{unf} число Nu_{unf} увеличивается в 2 раза у оребренного тракта. Исключения возможны лишь в областях с разными авторскими методиками.

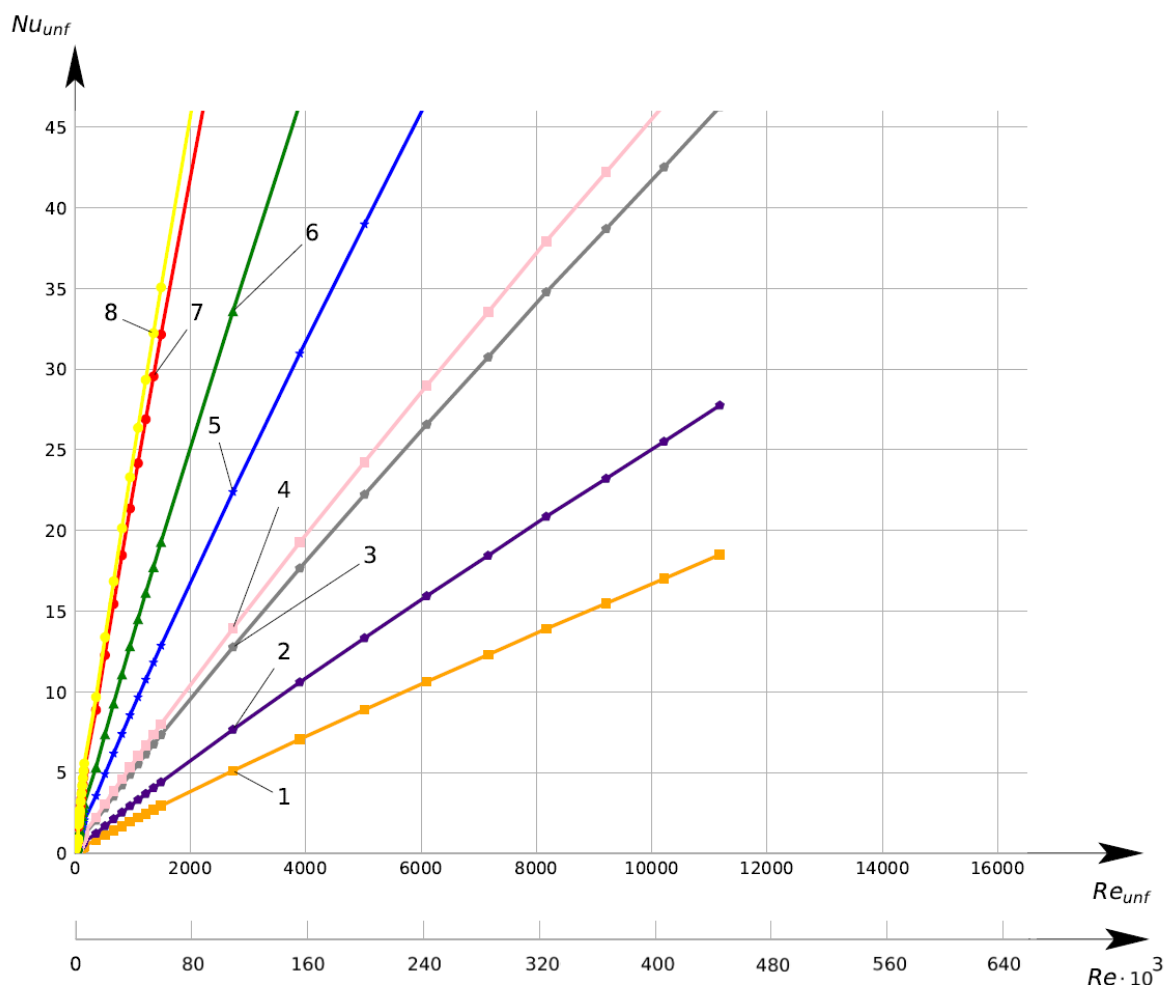


Рисунок 8. Сравнение гладкого и оребренного каналов при различных значениях

n_α :

$$1 - n_\alpha = 0.5, 2 - n_\alpha = 0.75, 3 - n_\alpha = 5, 4 - n_\alpha = 10;$$

$$5 - n_\alpha = 0.5, 6 - n_\alpha = 0.75, 7 - n_\alpha = 5, 8 - n_\alpha = 10.$$

Выводы

Разработана методика оценки ТГЭ трактов охлаждения ЖРД в унифицированных переменных. Методика реализована и апробирована при сравнении гладкого канала и оребренного тракта. Результаты аналитического расчёта согласуются с данными о эффективности трактов охлаждения ЖРД [4]. Дополнительные сведения о ТГЭ трактов охлаждения ЖРД могут быть получены также при исследовании таких параметров, как \bar{h} , \bar{t}_p , $\bar{\delta}_p$.

Список литературы

1. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. – М.: Машиностроение, 1981. – 205 с.
2. Дрейцер Г.А. Дзюбенко Б.В., Якименко Р.И. Интенсификация теплообмена и анализ методов сравнения теплогидравлической эффективности теплопередающих поверхностей с искусственной турбулизацией потока. // Труды 2-ой Российской национальной конференции по теплообмену. М.: изд-во МЭИ. 1998. Т. 6. С. 99-102.
3. Кириллов П.Л., Юрьев Ю.С., Бобков В.П. Справочник по теплогидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы) М., Энергоатомиздат, 1990, 360 с.

4. Основы теории и расчета жидкостных ракетных двигателей: Учеб. для авиац. спец. вузов: В 2 кн. 4-е изд., перераб. и доп. – А.П.~Васильев, В.М.~Кудрявцев, В.А.~Кузнецов и др.: Под. ред. В.М.~Кудрявцева. – М.: Высшая школа, 1993.

References

1. Kalinin E.K., Dreitzer G.A., Yarkho S.A. Intensification of heat transfer in the canals. - M.: Mechanical Engineering, 1981. - 205 p. (In Russian)
2. Dreitzer G.A. Dzyubenko B.V., Yakimenko R.I. Intensification of heat transfer and analysis of methods for comparing the thermohydraulic efficiency of heat transferring surfaces with artificial flow turbulization. // Proceedings of the 2nd Russian National Conference on Heat Transfer. M.: Publishing House MPEI. 1998.V. 6.P. 99-102. (In Russian)
3. Kirillov P.L., Yuriev Yu.S., Bobkov V.P. Handbook of thermohydraulic calculations (nuclear reactors, heat exchangers, steam generators) M., Energoatomizdat, 1990, 360 p(In Russian)
4. Fundamentals of the theory and calculation of liquid rocket engines: Textbook for aviation specialities of universities: In 2 kn. 4th ed., Revised. and add. - A.P. ~ Vasiliev, V.M. ~ Kudryavtsev, V.A. ~ Kuznetsov et al.: Pod. ed. V.M. ~ Kudryavtseva. – M.: Higher School, 1993.

Сведения о научном руководителе:

Владислав Петрович Александрёнков канд. техн. наук, профессор кафедры “Ракетные двигатели”, старший научный сотрудник НИИ ЭМ МГТУ им. Н.Э. Баумана, автор более 70 научных трудов в области исследования процессов теплообмена и интенсификации теплоотдачи.