

УДК 536.24

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛОТДАЧИ В КОЛЬЦЕВЫХ ОРЕБРЕННЫХ ТРАКТАХ ОХЛАЖДЕНИЯ КАМЕР СГОРАНИЯ

В.П. Александренков

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация
e-mail: alexs@power.bmstu.ru

Рассматривается эффективность интенсификации теплоотдачи (ИТ) в кольцевых оребренных трактах по критерию максимального теплосъема. Используется известная методика решения уравнений математической модели теплообменного устройства в безразмерном виде по отношению к случаю эталонного гладкого кольцевого канала. В качестве ограничительных условий задачи принимаются постоянство диаметра внутренней трубы, длины объекта, свойств теплоносителя и температурного напора между стенкой и охладителем. Установлена зависимость эффективности ИТ как от теплогидравлических характеристик таких трактов, так и от параметров реализуемого в них оребрения в форме поправочного коэффициента на фактор оребрения. Расчетно-аналитическим путем проведена оценка влияния на эффективность ИТ высоты канала, шага оребрения и числа Био. Установлены области оптимальных значений этих параметров по максимуму величины поправочного коэффициента на фактор оребрения.

Ключевые слова: кольцевой канал, ребра, интенсификация теплоотдачи, эффективность, максимальный теплосъем, теплогидравлические характеристики, теплогеометрический фактор оребрения, геометрический параметр оребрения.

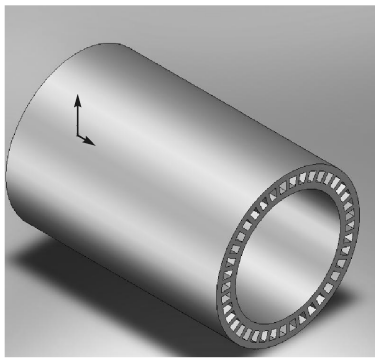
EFFICIENCY OF HEAT EMISSION INTENSIFICATION IN RING FINNED TRACTS OF COOLING OF COMBUSTION CHAMBERS

V.P. Aleksandrenkov

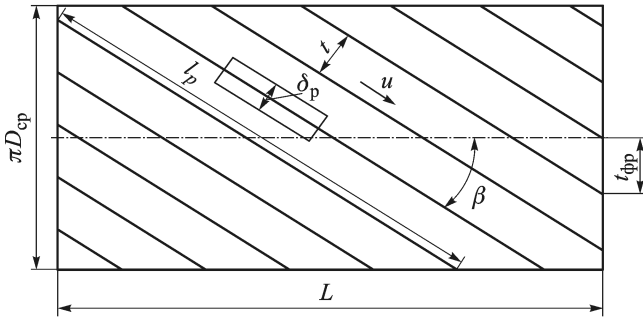
Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation
e-mail: alexs@power.bmstu.ru

The efficiency of heat emission intensification in ring finned tracts according to the criterion of maximum heat removal is considered. The known technique is used for solving equations of mathematical model of the heat-exchange device in the dimensionless form with respect to the case of a smooth ring channel. The constancy of the internal tube diameter, object length, coolant properties, and temperature fall between the wall and coolant are assumed as the restriction conditions of the problem. The dependence of the efficiency of heat emission intensification both on thermal-hydraulic characteristics of these tracts and on parameters of their finning (in the form of the correction coefficient for the finning factor) is found. The influence of the channel height, the finning pitch and the Bio number on the efficiency of heat emission intensification is evaluated in the analytical-computational way. The ranges of optimal values for these parameters are found according to the maximum value of the correction coefficient for the finning factor.

Keywords: ring channel, fins, heat emission intensification, efficiency, maximum heat removal, thermal-hydraulic characteristics, thermal-geometrical finning factor, geometrical parameter of finning.



a



б

Рис. 1. Кольцевой оребренный тракт охлаждения:

a — общий вид тракта; *б* — развёртка тракта

Камеры сгорания современных двигательных и энергетических установок с высоким уровнем энергонапряженности выполняются охлаждаемыми. Тракты охлаждения таких камер представляют собой кольцевые каналы, образованные двумя цилиндрическими оболочками — жаровой трубой и рубашкой. Из технологических и прочностных соображений, а также с учетом известной идеи повышения теплосъема за счет развития теплоотдающей поверхности такие тракты часто выполняют оребренными, образуя таким образом конструктивно жестко связанные оболочки (рис. 1).

В работе [1] исследовалась эффективность интенсификации теплоотдачи (ИТ) в кольцевых каналах с центральным теплоподводом по критерию максимального значения теплосъема, представленная в относительном к эталонному гладкому каналу виде. Была установлена ее линейная зависимость от коэффициента интенсификации теплоотдачи и обратно пропорциональная ее зависимость от роста коэффициента гидравлического сопротивления в степени 1/3.

Представляет интерес, оценка эффективности ИТ в таких кольцевых каналах с оребрением при использовании аналогичной методики исследования. Математическая модель рассматриваемого объекта опи-

сывается тремя уравнениями:

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

— тепловой мощности;

$$\Delta p = \xi \frac{\rho u^2}{2} \frac{L}{\cos \beta \cdot d_3} \quad (2)$$

— потерь давления;

$$\dot{m} = \rho u F \quad (3)$$

— расхода теплоносителя; здесь $\alpha = \frac{\text{Nu} \lambda}{d_3}$ — коэффициент теплоотдачи; $S = \pi D_1 L$ — площадь теплоотдающей поверхности; $\Delta T = T_{\text{ст}} - T_{\text{охл}}$ — разность температур (температурный напор) между стенкой и теплоносителем (охладителем); ξ — коэффициент гидравлического сопротивления; u — среднемассовая скорость теплоносителя; $d_3 = \frac{2ah}{a+h}$ — эквивалентный (гидравлический) диаметр; $h = 0,5 (D_2 - D_1)$ — высота кольцевого канала; $F = n_p ah = \frac{\pi (D_1 + h)}{t_{\text{фр}}} ah$ — площадь проходного сечения тракта; $t_{\text{фр}} = \frac{a + \delta_p}{\cos \beta} = \frac{t}{\cos \beta}$ — фронтальный шаг оребрения; $t = a + \delta_p$ — шаг оребрения по нормали к ребрам; a — ширина межреберных каналов; n — число ребер или межреберных каналов; δ_p — толщина ребра; ρ, λ, μ, c_p — плотность, теплопроводность, вязкость и теплоемкость теплоносителя соответственно.

Критериальные зависимости для числа Нуссельта и коэффициента гидравлического сопротивления в объекте представляются в общепринятом виде:

$$\text{Nu} = A \text{Re}^n \text{Pr}^c k = (\text{Nu} / \text{Nu}_{\text{гл}})_{\text{Re}} c_1 \text{Re}^n \text{Pr}^c k = \eta \text{Nu}_{\text{эф}} c_1 \text{Re}^m \text{Pr}^c k; \quad (4)$$

$$\xi = B \text{Re}^m k = (\xi / \xi_{\text{гл}})_{\text{Re}} c_2 \text{Re}^m k = \eta_{\xi} c_2 \text{Re}^m k, \quad (5)$$

$\text{Re} = \rho u d_3 / \mu$ — число Рейнольдса объекта; $\eta_{\text{Nu}_{\text{эф}}} = (\text{Nu}_{\text{эф}} / \text{Nu}_{\text{гл}})_{\text{Re}}$, $\eta_{\xi} = (\xi / \xi_{\text{гл}})_{\text{Re}}$ — коэффициенты ИТ и возрастания гидравлического сопротивления соответственно, определяемые по числу Re в исследуемом объекте; m и n , c_2 и c_1 — коэффициенты аппроксимации в законах трения и теплообмена; $k = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot \dots \cdot k_n$ — комплекс функциональных поправок на различные факторы (неизотермичности, сжимаемости, шероховатости и т.п.); индекс “гл” здесь и далее относится к параметрам эталонного гладкого канала.

Режимы течения и теплообмена, так же как и теплогидравлические характеристики оребренного тракта, будут, очевидно, отличаться

от их значений в сходственном ему эталонном гладком кольцевом канале. Однако, если принять для обоих случаев неизменность характера процессов (постоянство c_1, c_2, n и m), свойств охладителя ($Pr = Pr_{\text{гл}}$) и значений функциональных поправок k , относительные значения теплогидравлических характеристик можно представить в виде

$$\frac{Nu}{Nu_{\text{гл}}} = \frac{\eta_{Nu \text{эф}} c_1 Re^n Pr^c k}{c_1 Re_{\text{гл}}^n Pr_{\text{гл}}^c k_{\text{гл}}} = \eta_p \eta Nu \left(\frac{Re}{Re_{\text{гл}}} \right)^n;$$

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

Здесь эффективное значение коэффициента интенсификации теплоотдачи $\eta_{Nu \text{эф}}$ представляется раздельно по фактору развития поверхности в форме коэффициента оребрения η_p и собственно коэффициента интенсификации конвективной теплоотдачи в форме η_{Nu} .

В качестве ограничений решаемой задачи приняты допущения: $D_1 = \text{const}$, $L = \text{const}$, $D_1/D_2 \approx 1$ или $D_1 \gg h$; коэффициент теплоотдачи α на внутренней стороне центральной трубы много больше α на внешней ее стороне. В качестве приоритетного критерия задачи принимается относительное значение теплового потока $K_Q = Q/Q_{\text{гл}}$, снимаемое теплоносителем.

С учетом принятых ограничений, а также полагая, что $\Delta T = \text{const}$ и теплофизические свойства теплоносителя сохраняются неизменными, модель объекта в относительном к эталонному гладкому каналу виде может быть представлена уравнениями

$$K_Q = \frac{Q}{Q_{\text{гл}}} = \frac{Nu}{Nu_{\text{гл}}} \frac{d_{\text{э,гл}}}{d_{\text{э}}} = \eta_{Nu \text{эф}} \left(\frac{Re}{Re_{\text{гл}}} \right)^n \frac{d_{\text{э,гл}}}{d_{\text{э}}} = \eta_p \eta_{Nu} \overline{Re}^n \frac{1}{\bar{d}_{\text{э}}}; \quad (6)$$

$$K_{\Delta p} = \frac{\Delta p}{\Delta p_{\text{гл}}} = \frac{\xi}{\xi_{\text{гл}}} \left(\frac{u}{u_{\text{гл}}} \right)^2 \frac{d_{\text{э,гл}}}{d_{\text{э}}} =$$

$$= \eta_{\xi} \left(\frac{Re}{Re_{\text{гл}}} \right)^m \left(\frac{u}{u_{\text{гл}}} \right)^2 \frac{d_{\text{э,гл}}}{d_{\text{э}}} = \eta_{\xi} (\overline{Re})^m \frac{\bar{u}^2}{\bar{d}_{\text{э}}}; \quad (7)$$

$$K_m = \frac{m}{m_{\text{гл}}} = \frac{u}{u_{\text{гл}}} \frac{F}{F_{\text{гл}}} = \bar{u} \bar{F}, \quad (8)$$

где $\overline{Re} = \frac{Re}{Re_{\text{гл}}}$, $\bar{d}_{\text{э}} = \frac{d_{\text{э}}}{d_{\text{э,гл}}}$, $\bar{u} = \frac{u}{u_{\text{гл}}}$, $\bar{F} = \frac{F}{F_{\text{гл}}}$ – безразмерные значения, отнесенные к соответствующим значениям для гладкого канала.

Для замыкания системы уравнений (6)–(8) вводятся следующие дополнительные уравнения связи, отвечающие принятым параметрам:

$$\bar{d} = \frac{d_{\text{э}}}{d_{\text{э,гл}}} = \frac{ah}{(a+h)h_{\text{гл}}} = \frac{a}{a+h} \bar{h};$$

$$\bar{F} = \frac{F}{F_{\text{гп}}} = \frac{(D_1 + h) ah}{(t/\cos\beta)(D_1 + h_{\text{гп}}) h_{\text{гп}}} =$$

$$= \bar{h} \frac{a \cos\beta}{(a + \delta_p)} \left(\frac{D_1 + h}{D_1 + h_{\text{гп}}} \right) = \bar{h} k_h \frac{a \cos\beta}{(a + \delta_p)};$$

$$\bar{u} = \frac{u}{u_{\text{гп}}} = K_m \bar{F}^{-1} = K_m (\bar{h} k_h)^{-1} \frac{(a + \delta_p)}{a \cos\beta} = (K_m/k_h) \frac{a + \delta_p}{\bar{h} a \cos\beta};$$

$$\bar{\text{Re}} = \frac{\text{Re}}{\text{Re}_{\text{гп}}} = \bar{u} \bar{d} =$$

$$= \bar{h} \left(\frac{a}{a + h} \right) K_m (\bar{h} k_h)^{-1} \frac{a + \delta_p}{a \cos\beta} = K_m k_h^{-1} \frac{a + \delta_p}{(a + h) \cos\beta},$$

где $\bar{h} = \frac{h}{h_{\text{гп}}}$ – относительная высота тракта; $k_h = \frac{D_1 + h}{D_1 + h_{\text{гп}}}$ – поправка на изменение среднего диаметра тракта или высоты кольцевого тракта, ожидаемое значение которой не превышает 1,0–1,1.

Используя эти выражения, уравнение гидравлики (7) преобразуем к виду

$$K_{\Delta p} = \eta_{\xi} (K_m/k_h)^{m+2} \bar{h}^{-3} t^{(m+2)} \cos\beta^{-(m+2)} (a + h)^{1-m} a^{-3},$$

решение которого относительно \bar{h} дает зависимость для отношения высот кольцевого тракта оребренного и гладкого каналов:

$$\bar{h} = \eta_{\xi}^{1/3} K_{\Delta p}^{-1/3} (K_m/k_h)^{\frac{m+2}{3}} t^{\frac{m+2}{3}} (a + h)^{\frac{1-m}{3}} a^{-1} \cos\beta^{-\frac{(m+2)}{3}}. \quad (9)$$

Далее после подстановки найденных параметров \bar{h} , \bar{d} , $\bar{\text{Re}}$ в уравнение (6) определяем приоритетный критерий эффективности ИТ K_Q по формуле

$$K_Q = \eta_{\text{Nu}} \eta_{\xi}^{-1/3} \eta_p K_{\Delta p}^{1/3} (K_m/k_h)^{\frac{3n-m-2}{3}} \left(\frac{t}{(a + h) \cos\beta} \right)^{\frac{3n-m-2}{3}}. \quad (10)$$

Сравнение данной формулы с ранее полученными результатами оценки эффективности ИТ в кольцевом неоребренном тракте, представленными в работе [1], показывает их полную идентичность по характеру влияния на K_Q переменных η_{Nu} , η_{ξ} , $K_{\Delta p}$, K_m , k_h . Присутствие в формуле для кольцевого оребренного канала дополнительных переменных η_p и $\left(\frac{t}{(a + h) \cos\beta} \right)^{\frac{3n-m-2}{3}}$ свидетельствует в то же время о различии этих двух случаев и вносит определенные коррективы в конечный результат.

Таким образом, конечный результат рассматриваемой задачи можно представить в форме

$$K_Q = K_{Q_0} A^*, \quad (11)$$

где K_Q — эффективность ИТ в кольцевом неоребрённом тракте; K_{Q_0} — эффективность ИТ в кольцевом неоребрённом канале с центральным теплоподводом ($K_{Q_0} = \eta_{Nu} \eta_\xi^{-1/3} K_{\Delta p}^{1/3} (K_m/k_h)^{\frac{3n-2-m}{3}}$); A^* — некоторый коэффициент корреляции, учитывающий специфику параметров оребрения.

Рассмотрим природу и степень влияния коэффициента A^* на конечный результат эффективности ИТ в оребренных трактах охлаждения камер сгорания. Согласно формуле (10), параметр A^* может быть представлен произведением двух коэффициентов η_p и $A_p = \left(\frac{t}{(a+h) \cos \beta} \right)^{\frac{3n-m-2}{3}}$, т.е. зависимостью от двух факторов влияния.

Коэффициент оребрения η_p , как известно, является теплогидравлическим фактором, учитывающим совместное влияние геометрических параметров оребрения и эффектов, связанных с теплопереносом, и может быть определен достаточно строго [2] по формуле

$$\eta_p = 1 - \frac{1}{\bar{t}} + \frac{2}{\bar{t}} \frac{\text{th}(\bar{h}_p \sqrt{2 \text{Bi}})}{\bar{h}_p \sqrt{2 \text{Bi}}} \zeta,$$

где $\bar{t} = t/\delta_p$ — относительный шаг оребрения; $\bar{h}_p = h/\delta_p$ — относительная высота ребра; $\text{Bi} = \alpha \delta_p / \lambda_p$ — число подобия Био, которое, как известно, характеризует соотношение темпов отвода теплоты в охладитель и теплопроводности по ребру; λ_p — коэффициент теплопроводности материала ребра; ζ — поправочный коэффициент, учитывающий теплоотвод в охладитель с торцов ребер и с присоединенной поверхности наружной оболочки (обычно для связанных оболочек он близок к единице).

Второй коэффициент A_p , очевидно, имеет чисто геометрическую природу выполняемого оребрения и может быть с учетом того, что $a = t - \delta_p$, преобразован к виду

$$A_p = \left(\frac{t}{(t - \delta_p + h) \cos \beta} \right)^{\frac{3n-m-2}{3}} = \left(\frac{\bar{t}}{(\bar{t} + \bar{h} - 1) \cos \beta} \right)^{\frac{3n-m-2}{3}}.$$

Если использовать общепринятые для турбулентных режимов течения значения показателей степени $n = 0,8$, $m = -0,25$, то

$$A_p = \left(\frac{\bar{t}}{(\bar{t} + \bar{h} - 1) \cos \beta} \right)^{0,217}.$$

Влияние параметра A^* на оценку эффективности ИТ может быть исследовано отдельно по факторам η_p и A_p , рассчитываемым путем задания переменных параметров оребрения и числа Bi , а затем по совокупности обоих факторов.

Расчеты коэффициента оребрения η_p проводились для двух крайних значений числа $Bi = 0,04 \dots 0,4$ из следующих соображений. Реальные значения коэффициента теплоотдачи в трактах охлаждения обычно располагаются в диапазоне $\alpha = (10^4 \dots 10^5) \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, значения коэффициента теплопроводности материала ребра стенки для реальных рабочих температур располагаются в диапазоне от $\lambda_p \approx 24 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ (легированные жаростойкие стали) до $\lambda_p = 290 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ (медные сплавы). Принимая во внимание возможные значения толщины ребер связанных оболочек порядка 1 мм и были выбраны крайние значения числа Bi .

Диапазон исследуемых шагов оребрения выбирался из совокупных условий обеспечения прочностного состояния связанных оболочек с частыми связями и технологических возможностей исполнения таких трактов и составил $\bar{t} = 2 \dots 8$, что достаточно полно охватывает диапазон реальных значений. Влияние угла наклона ребер β в диапазоне $\beta = 0 \dots 45^\circ$ на параметр A_p оценивается достаточно слабо (не более $+7\%$ при $\beta = 45^\circ$), поэтому расчеты для упрощения проводились при условии $\beta = 0^\circ$. Относительная высота ребра варьировалась в диапазоне возможных реальных значений $\bar{h}_p = 0,5 \dots 10$.

Результаты численного расчета коэффициентов η_p и A_p в исследуемом диапазоне параметров представлены графически на рис. 2 и 3.

Анализ полученных результатов расчета η_p показывает, что при больших значениях числа Био ($Bi = 0,4$) значение η_p растет с увеличением \bar{h}_p в узком диапазоне $\bar{h}_p = 1,2 \dots 2$ (невысокие ребра), тогда как при малых $Bi = 0,04$ рост η_p продолжается в диапазоне высоких ребер до $\bar{h}_p = 6 \dots 8$ в зависимости от уменьшения шага оребрения \bar{t} . Примечательно, что при очень малых высотах ребер $\bar{h}_p < 0,5$ эффективность оребрения во всем исследованном диапазоне параметров будет меньше единицы.

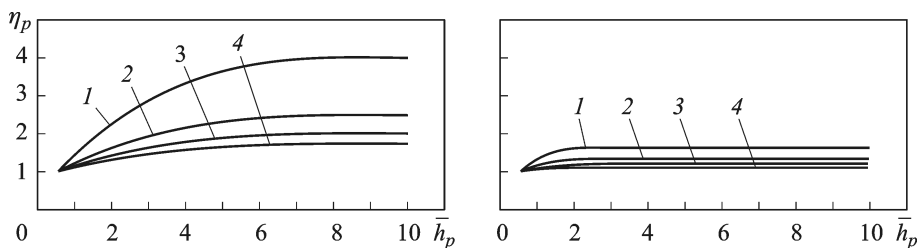


Рис. 2. Зависимость коэффициента оребрения η_p при $Bi = 0,04$ (а) и $Bi = 0,4$ (б) от относительной высоты ребра при различных шагах оребрения: $t = 2$ (кривая 1); 4 (кривая 2); 6 (кривая 3); 8 (кривая 4)

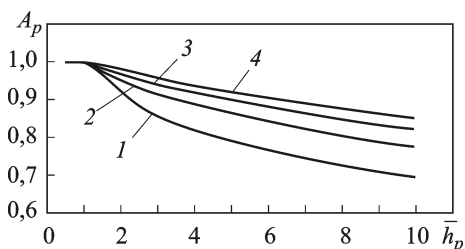


Рис. 3. Зависимость параметра оребрения A_p от относительной высоты ребра для разных значений относительного шага оребрения (t – см. рис. 2)

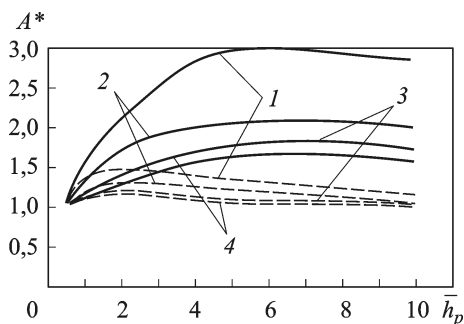


Рис. 4. Зависимость коэффициента корреляции A^* от относительной высоты ребра для различных шагов оребрения \bar{t} (см. рис. 2) и значений числа Би:

сплошные кривые – $Bi = 0,04$; штриховые кривые – $Bi = 0,4$

Анализ результатов расчета коэффициента A_p (см. рис. 3) показывает, что при всех значениях $\bar{h}_p > 1$ во всем исследуемом диапазоне \bar{h}_p эффективность охлаждения связанных оболочек существенно ухудшаться, и тем сильнее, чем меньше шаг оребрения (больше частота связей) и чем больше относительная высота ребра \bar{h}_p ; только в диапазоне малых высот $\bar{h}_p < 1$ возможно незначительное повышение эффекта охлаждения за счет роста A_p . Такое влияние коэффициента геометрического фактора оребрения вполне объяснимо тем, что постановка ребер загромождает проходное сечение кольцевого канала, повышает скорость течения охладителя, уменьшает d_s и увеличивает поверхность трения, что при прочих равных условиях (Re – idem; η_{Nu} и η_ξ – idem) ведет к росту гидравлических потерь.

Исследование совместного действия обоих факторов η_p и A_p через их произведение (рис. 4) показывает, что постановка оребрения в тракте охлаждения может приводить как к позитивному результату, так и негативному в зависимости от выбранных значений параметров. Особенно сильно проявляется влияние числа Био. Так, для малых значений Био ($Bi = 0,04$) во всем исследованном диапазоне \bar{h}_p и \bar{t} имеет место устойчивый рост коэффициента корреляции A^* , а следовательно, существенный положительный эффект с ростом высоты и с уменьшением шага ребер. В случае достаточно высоких значений Био ($Bi = 0,4$) умеренный эффект увеличения теплосъема возможен только для относительно низких ребер (до $\bar{h}_p = 3 \dots 5$), а для более высоких ребер ($\bar{h}_p > 5 \dots 7$) значение коэффициента A^* стремится к единице, что ведет к падению эффективности охлаждения. Негативное влияние оребрения на эффективность ИТ проявляется также для очень низких ребер, т.е. при $\bar{h}_p < 0,5$.

Анализ полученных результатов указывает на наличие области оптимальных значений параметров оребрения, приводящих к максимальным значениям A^* , что очевидно из-за противоположного действия порознь каждого исследованного фактора. При этом области оптимумов слабо реагируют на изменение шага оребрения, в то время как максимум A^* существенно смещается в зависимости от числа Био. Так, для $Bi = 0,04$ оптимальная область лежит в диапазоне $\bar{h}_p \approx 4 \dots 6$, тогда как для $Bi = 0,4$ она располагается в диапазоне $\bar{h}_p \approx 1 \dots 2$. Следует также отметить, что спад кривых A^* от максимума к меньшим значениям \bar{h}_p более интенсивен, чем в противоположную сторону, что указывает на слабую чувствительность эффективности трактов к высотам $\bar{h}_p > \bar{h}_p$.

Возвращаясь к формуле (11), где коэффициент A^* представлен коэффициентом корреляции между эффективностью оребренных трактов и эффективностью ИТ в неоребранных кольцевых трактах по критерию K_Q , можно рассматривать этот комплексный коэффициент, в свою очередь, как независимый критерий эффективности исполняемого оребрения в кольцевом тракте охлаждения, а при прочих равных условиях, т.е. приравнивая каждую характеристику η_{Nu} , η_ξ , $K_{\Delta p}$, K_m единице, — как критерий эффективности оребрения трактов, поскольку в этом случае $K_{Qp} = A^*$.

Важным показателем эффективности трактов охлаждения является изменение габаритных размеров объекта, вызванное мероприятиями ИТ в оребренных трактах для соблюдения соответствующих условий, например, $K_{\Delta p} = 1$ и других. Согласно формуле (9), рост высоты тракта \bar{h} связан с ростом коэффициента возрастания гидравлического сопротивления η_ξ и некоторым влиянием геометрии оребрения. Формула (9) после несложных преобразований может быть приведена к виду

$$\bar{h} = \eta_\xi^{1/3} (K_m)^{\frac{m+2}{3}} K_{\Delta p}^{-1/3} (k_h \cos \beta)^{-\frac{(m+2)}{3}} \frac{\bar{t}}{\bar{t} - 1} \left(\frac{\bar{t} + \bar{h}_p - 1}{\bar{t}} \right)^{\frac{1-m}{3}}.$$

Если использовать общепринятые для турбулентных течений значения $n = 0,8$; $m = -0,25$, то

$$\bar{h} = K_m^{0,583} K_{\Delta p}^{-0,333} \eta_\xi^{0,333} (k_h \cos \beta)^{-0,583} \bar{t}^{0,583} (\bar{t} + \bar{h}_p - 1)^{0,417} / (\bar{t} - 1).$$

Сравнивая полученную формулу с ранее приведенной в работе [1] зависимостью для \bar{h} в неоребранным канале, можно отметить наличие между ними корреляции в виде коэффициента, определяемого условиями оребрения,

$$\bar{h} = \bar{h}_o k_{h,p},$$

где $\bar{h}_o = \eta_\xi^{1/3} K_{\Delta p}^{-1/3} K_m^{\frac{2+m}{3}}$ — относительная высота “разбухания” неорребренного кольцевого канала с ИТ (без учета k_h);

$$k_{h,p} = (k_h \cos \beta)^{-\left(\frac{m+2}{3}\right)} \frac{\bar{t}}{\bar{t}-1} \left(\frac{\bar{t} + \bar{h}_p - 1}{\bar{t}} \right)^{\frac{1-m}{3}}$$

— коэффициент увеличения высоты орребренного тракта.

Этот коэффициент корреляции можно оценить численным расчетом на чувствительность к параметрам орребрения при $n = 0,8$, $m = -0,25$ для случая допустимо ожидаемого значения $k_h = \frac{D_1 + h}{D_1 + h_{\text{гп}}} = 1,1 \dots 1,2$ по формуле

$$k_{h,p} = (k_h \cos \beta)^{-0,583} \cdot \bar{t}^{0,583} (\bar{t} + \bar{h}_p - 1)^{0,417} / (\bar{t} - 1).$$

Так, произведение $(k_h \cos \beta)^{-0,583}$ (при $\beta = 0 \dots 45$ и $k_h = 1,1 \dots 1,2$) оценивается максимально значением $1 + 16\%$, что менее существенно по сравнению с остальными составляющими коэффициента корреляции. Остальные составляющие этого коэффициента в форме $\bar{t}^{0,583} (\bar{t} + \bar{h}_p - 1)^{0,417} / (\bar{t} - 1)$ в исследованном диапазоне $\bar{t} = 2 \dots 8$ и $\bar{h}_p = 0,5 \dots 10$ показали в итоге достаточно высокие значения от 1,3 до 4.

По совокупности всех составляющих характер изменения коэффициента корреляции $k_{h,p}$ представлен на рис. 5, откуда следует,

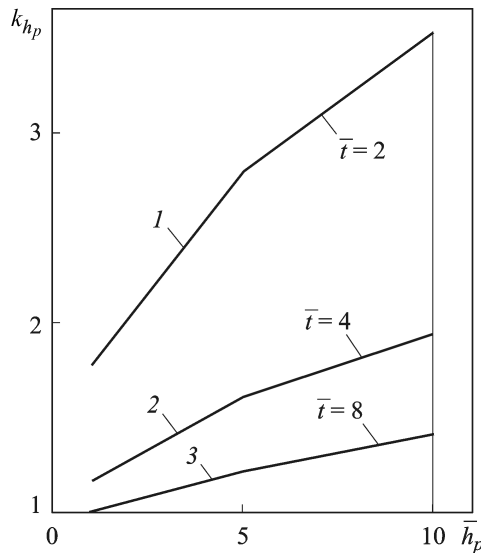


Рис. 5. Характер изменения коэффициента увеличения высоты тракта с ростом относительной высоты ребер для различных шагов орребрения \bar{t}

что даже при прочих равных условиях сравнения ($K_{\Delta p}$, K_m , η_ξ приравняются к единице) сама постановка орребрения даже без увеличения коэффициента гидравлического сопротивления приводит к существенному возрастанию необходимой высоты тракта.

Таким образом, проведенное исследование показало, что применение орребрения в тракте охлаждения с точки зрения его тепловой эффективности (по значению теплосъема) в широком диапазоне высот тракта оправдано только для относительно низких значений числа Bi (для высокотеплопроводного материала ребер с

низкой конвективной составляющей теплоотдачи в тракте). В противном случае — при высоких значениях числа Bi эффект оребрения будет проявляться только в узком диапазоне высот тракта $\bar{h}_p = 1 \dots 3$ и то незначительно, в пределах 10...20%.

Постановка оребрения в охлаждающий тракт приводит к существенному увеличению высоты тракта для компенсации соблюдения прочих равных условий, что приводит к возрастанию не только габаритных размеров камеры сгорания, но и по совокупности к существенному росту массы объекта.

Интенсификация конвективной составляющей теплосъема с охлаждаемой стенки приведет к дополнительным изменениям в оценке эффективности оребренных трактов, которые могут быть учтены ранее полученными методами и расчетными зависимостями.

ЛИТЕРАТУРА

1. Александренков В.П. Исследование эффективности интенсификации теплоотдачи в кольцевом канале при центральном теплоподводе // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2012. № 4 (89). С. 43–50.
2. Основы теории и расчета жидкостных ракетных двигателей / под ред. В.М. Кудрявцева. М.: Высш. шк., 1983.

REFERENCES

1. Aleksandrenkov V.P. Studying the efficiency of heat transfer stimulation in the annular channel with a central heat supply. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Baumana, Mashinost.* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mech. Eng.], 2012, no. 4 (89), pp. 43–50 (in Russ.).
2. Kudryavtsev V.M. *Osnovy teorii i rascheta zhidkostnykh raketnykh dvigateley* [Fundamentals of the theory and design of liquid propellant rocket engines]. Moscow, Vysshaya Shkola Publ., 1983. 703 p.

Статья поступила в редакцию 26.02.2013

Владислав Петрович Александренков — канд. техн. наук, доцент кафедры “Ракетные двигатели”, старший научный сотрудник НИИ ЭМ МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 70 научных работ в области исследования процессов теплообмена и интенсификации теплоотдачи.

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5.

V.P. Aleksandrenkov — Cand. Sci. (Eng.), assoc. professor of “Rocket Engines” department of the Bauman Moscow State Technical University, senior researcher of the Research Institute for Power Machine Building of the Bauman Moscow State Technical University. Author of more than 70 publications in the field of processes of heat exchange and heat release intensification.

Bauman Moscow State Technical University, Vtoraya Baumanskaya ul., 5, Moscow, 105005 Russian Federation.