

## ВЛИЯНИЕ ИНТЕНСИВНОСТИ ТЕПЛООБМЕНА В КАМЕРЕ ЖИДКОСТНЫХ РАКЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТРАКТА ОХЛАЖДЕНИЯ

В.П. Александренков

aleks@bmstu.ru

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

---

### Аннотация

Рассмотрена эффективность мероприятий по интенсификации теплоотдачи в кольцевых трактах охлаждения камер жидкостных ракетных двигателей. Проведено расчетно-аналитическое исследование влияния уровня соотношений коэффициентов теплоотдачи на противоположных сторонах стенки на конечную эффективность охлаждения. Показано, что в исследованном диапазоне параметров действительная теплогидравлическая эффективность всегда меньше предельных значений и тем больше, чем больше предельные значения и уровень отношений теплоотдач. Установлено, что с точки зрения теплогидравлической эффективности при прочих равных условиях форсирование теплоотдачи со стороны охладителя оправдано, если ее относительное значение не превышает двух единиц, и достаточно высокоэффективно по мере уменьшения в пределах одного порядка

### Ключевые слова

*Кольцевой канал, интенсификация конвективной теплоотдачи, теплогидравлические характеристики и эффективность, максимальный теплосъем, отношение коэффициентов теплоотдачи, предельная эффективность*

Поступила в редакцию 25.06.2016  
© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017

---

Актуальной задачей проектирования теплозащиты конструкции является интенсификация теплоотдачи (ИТ) в трактах наружного проточного охлаждения камер жидкостных ракетных двигателей (ЖРД). Однако известно, что ИТ в каналах, как правило, сопровождается опережающим ростом гидравлических потерь давления, что отражается на качестве результатов проектируемой системы охлаждения и двигателя в целом. Поэтому оценка эффективности применения предлагаемых различных способов ИТ должна проводиться с учетом обоих этих факторов.

Оценка теплогидравлической эффективности тракта охлаждения осуществляется различными методами [1–3]. С точки зрения инженерной практики заслуживает внимания методика оценки ИТ по максимальной величине снимаемого теплового потока или минимизации температуры огневой стенки, которые являются определяющими факторами работоспособности и надежности камеры.

Метод такой оценки построен на решении математической модели теплообменного устройства в виде уравнений тепловой мощности, гидравлики и расхода с применением теплогидравлических характеристик трактов по отношению к их значениям в эталонном гладком канале при  $Re = idem$  по тому или иному критерию эффективности [4].

В работах [5, 6] проведено исследование теплогидравлической эффективности (ТГЭ) кольцевого тракта охлаждения камеры ЖРД по критерию максимального теплосъема с охлаждаемой поверхности стенки при условии постоянной площади теплоотдачи и постоянного температурного напора между стенкой и охладителем. Получена обобщающая зависимость ТГЭ тракта, которая в случае равенства условий сравнения, а именно потребной мощности на прокачку охладителя и его расхода, имеет вид

$$K_Q = A \eta_{Nu} \eta_{\xi}^{-1/3},$$

где  $K_Q = Q/Q_{гп}$  — критерий эффективности,  $Q$  — тепловая мощность объекта;  $Q_{гп}$  — тепловая мощность эталонного гладкого тракта;  $\eta_{Nu}$  — относительная к гладкому каналу величина эффективного коэффициента теплоотдачи  $Nu$  при  $Re = idem$ ;  $\eta_{\xi} = \xi/\xi_{гп}$  — аналогичная гидравлическая характеристика тракта;  $A$  — теплогеометрический фактор задачи (параметр тракта).

Теплогеометрический фактор является специфическим параметром, отражающим в совокупности геометрические параметры тракта, тепловые эффекты, особенности и форму обработки и представления, в частности, гидравлических диаметров. Так, при ИТ в неоребрённом тракте этот параметр равен единице, а в классическом оребрённом тракте, например, при турбулентном режиме течения

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

где  $\eta_p = 1 - \frac{1}{\bar{t}} + \frac{2}{\bar{t}} \frac{\text{th}(\bar{h}_p \sqrt{2Bi})}{\bar{h}_p \sqrt{2Bi}} \xi$  — коэффициент оребрения, теплогеометрический параметр учета совместного влияния геометрических параметров и тепловых эффектов оребрения [7];  $\bar{t} = t/\delta_p$  — относительный шаг оребрения,  $\delta_p$  — толщина ребра.

Последующие проведенные исследования показали возможности получения существенно весомых показателей эффективности до величины  $K_Q = 1, 2, \dots, 3$ , что открывает перспективу дальнейшего совершенствования системы охлаждения.

Однако при проведении этих исследований в качестве существенного ограничения было принято условие бесконечно большого значения коэффициента теплоотдачи на огневой стороне стенки со стороны продуктов сгорания по сравнению с его значением на стороне охладителя. На практике это условие соблюдается не всегда, а чаще — достаточно редко. Обычно соотношения коэффициентов теплоотдачи могут колебаться в пределах одного порядка, что существенно сказывается на результатах ТГЭ, поэтому требуется количественная оценка их влияния на итоговые показатели.

Для внесения соответствующих корректив в полученные ранее зависимости критерия  $K_Q$  проведены исследования влияния фактора соразмерности тепло-

отдачи по обеим сторонам теплообмена на критерии действительной эффективности исходя из следующих соображений.

Для расчета тепловой мощности устройства справедливо балансовое уравнение для тонкостенной оболочки

$$Q = \alpha_i \Delta T_i S_i = k \Delta T S_1,$$

где  $\alpha_i$  и  $\Delta T_i$  — коэффициенты теплоотдачи и температурные напоры на соответствующих сторонах стенки;  $S$  — площадь теплоотдающих поверхностей;

$k = \left( \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{1}{\lambda/\delta} \right)^{-1}$  — коэффициент теплопередачи;  $\Delta T$  — разность температур или температурный напор между продуктами сгорания (ПС) и охладителем.

Пренебрегая тепловым сопротивлением стенки ( $\delta/\lambda = 0$ ), коэффициент теплопередачи приводится к виду

$$k = \left( \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1}.$$

Полагая равенство площадей наружной и внутренней поверхностей огневой теплоотдающей стенки и постоянство температурного напора  $\Delta T$  между теплоносителями, критерий  $K_Q$  как отношение тепловых мощностей объекта и эталонного гладкого канала может быть преобразован к виду

$$K_Q = \frac{Q}{Q_{\text{гл}}} = \frac{k}{k_{\text{гл}}} = \frac{\frac{1}{\alpha_{1\text{гл}}} + \frac{1}{\alpha_{2\text{гл}}}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\alpha_{1\text{гл}}} \left( 1 + \frac{\alpha_{1\text{гл}}}{\alpha_{2\text{гл}}} \right) \cdot \frac{1}{\alpha_1} \left( 1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2} \right).$$

Используя предельные показатели эффективности ИТ на каждой стороне стенки в отдельности, можно прийти к выводу итоговой эффективности при ИТ по обеим сторонам стенки.

Так, при нулевом тепловом сопротивлении на стороне  $i = 2$  ( $\alpha_2 \gg \alpha_1$ ) и интенсификации на стороне  $i = 1$  предельное значение ТГЭ определяется следующим образом:

$$K_{Q1} = \frac{Q_1}{Q_{1\text{гл}}} = \left( \frac{Q}{Q_{\text{гл}}} \right)_1 = \frac{\alpha_1}{\alpha_{1\text{гл}}}.$$

При нулевом тепловом сопротивлении на стороне  $i = 1$  ( $\alpha_1 \gg \alpha_2$ ) и интенсификации на стороне  $i = 2$

$$K_{Q2} = \frac{Q_2}{Q_{2\text{гл}}} = \left( \frac{Q}{Q_{\text{гл}}} \right)_2 = \frac{\alpha_2}{\alpha_{2\text{гл}}}.$$

Используя приведенные соотношения для замены  $\alpha_1/\alpha_2$ , получаем итоговую эффективность через предельные значения эффективности по каждой стороне и исходные соотношения коэффициентов теплоотдачи в объекте до момента его форсирования (т. е. в гладком канале):

$$K_Q = K_{Q1} \left( \frac{1 + \frac{\alpha_{1гл}}{\alpha_{2гл}}}{1 + \frac{\alpha_{1гл}}{\alpha_{2гл}} \frac{K_{Q1}}{K_{Q2}}} \right)$$

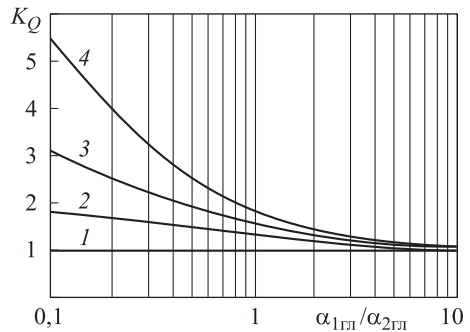
В целях обобщения результатов исследования нумерация сторон принимается условной. Более того, понятие «гл» — гладкий, можно принять как условное, т. е. первоначально достигнутое, а не только как свойственное исключительно эталонному гладкому каналу.

На основании полученной формулы проведены расчетные исследования зависимости реальной итоговой эффективности ИТ в кольцевом тракте охлаждения от уровня исходных соотношений коэффициентов теплоотдачи в объекте и получаемых расчетных значений предельной эффективности ИТ  $K_{Q1}$  в тракте охлаждения при отсутствии интенсификации со стороны ПС ( $K_{Q2} = 1$ ), результаты которых приведены в таблице и на рисунке. Из полученных результатов можно сделать следующие выводы.

**Зависимость критерия эффективности ИТ  $K_Q$  от  $\alpha_{1гл}/\alpha_{2гл}$  и  $K_{Q1}$  при  $K_{Q2} = 1$**

| $\alpha_{1гл} / \alpha_{2гл}$ | $K_{Q1}$ |      |      |      |
|-------------------------------|----------|------|------|------|
|                               | 1        | 2    | 4    | 10   |
| 0,1                           | 1        | 1,83 | 3,14 | 5,5  |
| 0,2                           | 1        | 1,71 | 2,67 | 4    |
| 0,5                           | 1        | 1,5  | 2    | 2,5  |
| 1,0                           | 1        | 1,33 | 1,6  | 1,82 |
| 2                             | 1        | 1,2  | 1,33 | 1,43 |
| 5                             | 1        | 1,09 | 1,14 | 1,18 |
| 10                            | 1        | 1,05 | 1,07 | 1,09 |

Зависимость критерия эффективности ИТ в тракте от отношения  $\alpha_{1гл}/\alpha_{2гл}$  при  $K_{Q2} = 1$  и  $K_{Q1} = 1, 2, 4$  и  $10$  (кривые 1, 2, 3 и 4 соответственно)



В исследованном диапазоне параметров действительная теплогидравлическая эффективность в той или иной мере меньше предельных значений. Существенное влияние исходного соотношения коэффициентов теплоотдачи по обеим сторонам стенки  $\bar{\alpha}_{гл} = \alpha_{1гл} / \alpha_{2гл}$  на итоговую эффективность проявляется только в диапазоне значений не более 2,5–3, за пределами этой области влияние

сказывается незначительно. По мере уменьшения  $\bar{\alpha}_{\text{гл}}$  от 2,5 до 1 эффективность растет умеренно на 20...80 %, а далее, с уменьшением  $\bar{\alpha}_{\text{гл}}$  растет более интенсивно до 3–5 раз.

При отсутствии ИТ на одной стороне стенки ( $K_{Q2} = 1$ ) итоговая эффективность увеличивается с ростом предельной эффективности  $K_{Q1}$  на противоположной стороне, однако темп ее роста уменьшается по мере увеличения последней.

Анализ совместного действия обоих параметров показывает, что при умеренных значениях предельной эффективности на стороне форсируемой теплоотдачи ( $K_{Q1} \approx 2$ ) итоговая эффективность с уменьшением  $\bar{\alpha}_{\text{гл}}$  растет практически линейно, а далее, по мере увеличения  $K_{Q1}$  до 10 единиц растет экспоненциально, достигая существенных значений вплоть до 3...5 единиц (при  $K_{Q1} = 4...10$ ), однако меньших в 1,2–2,5 раза и более своих предельных значений.

Таким образом, с точки зрения теплогидравлической эффективности, можно считать, что форсирование теплоотдачи в используемых трактах охлаждения следует проводить только в случае, если  $\alpha_{\text{охл}}$  превышает  $\alpha_{\text{г}}$  не более чем в 2–2,5 раза с умеренной эффективностью не выше 20...30 % при реально достигаемых способах ИТ, когда  $K_{Q_{\text{охл}}} \sim (\alpha_{\text{форсир}} / \alpha_{\text{исходн}}) = 2-4$ . Дальнейшее форсирование теплоотдачи в тракте охлаждения бессмысленно.

По мере уменьшения отношения  $\alpha_{\text{охл}} / \alpha_{\text{г}}$  эффективность существенно возрастает до 1,5–2 раз и более при тех же темпах интенсификаций теплоотдачи, что говорит о целесообразности форсирования трактов охлаждения в этой области.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Антупьев В.М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева. М.–Л.: Энергия, 1966. 184 с.
2. Конюхов Г.В., Петров А.И. К определению эффективности теплообменных поверхностей в условиях конвективного теплообмена // Известия АН СССР. Энергетика и транспорт. 1990. № 3. С. 168–171.
3. Интенсификация тепло- и массообмена на макро-, микро- и наномасштабах // Б.В. Дзюбенко, Ю.А. Кузма-Кичта, А.И. Леонтьев, И.И. Федик, Л.П. Холпанов. М.: ЦНИИ Атоминформ, 2008. 532 с.
4. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. М.: Машиностроение, 1981. 205 с.
5. 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.
6. Александренков В.П. Теплогидравлическая эффективность применения компланарных трактов охлаждения камер ЖРД // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2015. № 2. С. 44–56. DOI: 10.18698/0236-3941-2015-2-44-56
7. Кудрявцев В.М., ред. Основы теории и расчета жидкостных ракетных двигателей. Кн. 2. М.: Высшая школа, 1993. 703 с.

**Александренков Владислав Петрович** — канд. техн. наук, старший научный сотрудник НИИ энергетического машиностроения МГТУ им. Н.Э. Баумана, доцент кафедры «Ракетные двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана (Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

**Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:**

Александренков В.П. Влияние интенсивности теплообмена в камере жидкостных ракетных двигателей на эффективность тракта охлаждения // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2017. № 4. С. 4–10. DOI: 10.18698/0236-3941-2017-4-4-10

**INFLUENCE OF HEAT EXCHANGE INTENSITY IN THE ROCKET THRUST CHAMBER ON THE COOLING CHANNEL EFFICIENCY**

V.P. Aleksandrenkov

aleks@bmstu.ru

**Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation**

---

**Abstract**

The study tested the efficiency of measures of heat transfer intensification in annular cooling channels of rocket thrust chambers. We calculated and analytically studied the influence of heat transfer coefficients ratio on opposite sides of the wall on the final cooling efficiency. The study showed that in the range of parameters under consideration the actual thermal and hydraulic efficiency is always lower than the limit values, and the greater the limit values and the level of the heat transfer ratio are the higher is the efficiency. We found that in terms of thermal and hydraulic efficiency, other things being equal, the forcing of heat transfer from the cooler side is justified, if its relative value does not exceed two units, and it is sufficiently highly effective as it decreases within the same order

**Keywords**

*Annular channel, intensification of convective heat transfer, thermal and hydraulic efficiency and characteristics, maximum heat dissipation, heat transfer coefficients ratio, limiting efficiency*

---

**REFERENCES**

- [1] Antuf'yev V.M. Effektivnost' razlichnykh form konvektivnykh poverkhnostey nagreva [Efficiency of different shapes of convection heating surfaces]. Moscow–Leningrad, Energiya Publ., 1966. 184 p.
- [2] Konyukhov G.V., Petrov A.I. On definition of the heating exchange surfaces efficiency in case of convection heat exchange. *Izvestiya AN SSSR. Energetika i transport*, 1990, no. 3, pp. 168–171 (in Russ.).
- [3] Dzyubenko B.V., Kuzma-Kichta Yu.A., Leont'yev A.I., Fedik I.I., Kholpanov L.P. Intensifikatsiya teplo- i massoobmena na makro-, mikro- i nanomasshtabakh [Heat- and mass exchange intensification in macro- micro and nanoscales]. Moscow, TsNII Atominform Publ., 2008. 532 p.

- [4] Kalinin E.K., Dreytser G.A., Yarkho S.A. Intensifikatsiya teploobmena v kanalakh [Heat exchange intensification in channels]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1981. 205 p.
- [5] 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., Mech. Eng.], 2012, no. 4, pp. 43–50 (in Russ.).
- [6] Aleksandrenkov V.P. Thermohydraulic efficiency of complanar cooling circuits for liquid-propellant engine chambers. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Baumana, Mashinostr.* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mech. Eng.], 2015, no. 2, pp. 44–56 (in Russ.). DOI: 10.18698/0236-3941-2015-2-44-56
- [7] Kudryavtsev V.M., ed. *Osnovy teorii i rascheta zhidkostnykh raketnykh dvigateley*. Kn. 2 [Theory and calculation fundamentals of liquid rocket engines. Vol. 2]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1993. 703 p.

**Aleksandrenkov V.P.** — Cand. Sc. (Eng.), Senior Research Scientist of Research Institute of Power Engineering, Bauman Moscow State Technical University, Assoc. Professor of Rocket Engines Department, Bauman Moscow State Technical University (2-ya Baumanskaya ul. 5, str. 1, Moscow, 105005 Russian Federation).

**Please cite this article in English as:**

Aleksandrenkov V.P. Influence of Heat Exchange Intensity in the Rocket Thrust Chamber on the Cooling Channel Efficiency. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Baumana, Mashinostr.* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mech. Eng.], 2017, no. 4, pp. 4–10. DOI: 10.18698/0236-3941-2017-4-4-10



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана  
вышло в свет учебное пособие авторов  
**Е.А. Власовой, В.С. Зарубина, Г.Н. Кувыркина**

**«Математические модели процессов  
теплопроводности»**

Изложены сведения, составляющие содержание раздела «Математические модели тепловых систем» курса «Математические модели технических систем». Приведены примеры решения задач, а также контрольные вопросы и задачи для самостоятельной работы студентов. Часть задач может служить основой для проведения студентами самостоятельной научно-исследовательской работы.

**По вопросам приобретения обращайтесь:**

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1  
+7 (499) 263-60-45  
press@bmstu.ru  
www.baumanpress.ru