

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КАПИЛЛЯРНЫХ ФОРСУНОЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ЖРДМТ

© 2009 В. Е. Годлевский, В. Е. Нигодюк, А. В. Сулинов

Самарский государственный аэрокосмический университет

Предложен метод расчета гидродинамики течения жидкости в капиллярных трубках при изотермическом течении и с подводом тепла, учитывающий их особенности и позволяющий рассчитывать гидравлические характеристики и выбирать геометрические размеры капиллярных форсуночных элементов ЖРДМТ.

ЖРДМТ, капиллярные форсуночные элементы, метод расчета, гидравлическое сопротивление, изотермическое течение, течение с подводом тепла, теплообмен

С уменьшением тяги жидкостных ракетных двигателей малой тяги (ЖРДМТ) в качестве струйных форсуночных элементов для подачи компонентов топлива в камеру сгорания разработчики вынуждены использовать капиллярные круглые трубки - трубки малого диаметра значительной относительной длины: внутренним диаметром (0,15..0,35) мм и относительной длиной более 20 [1]. В некоторых работах (например, [2]) отмечалось и подтверждено результатами экспериментального исследования авторов [3, 4], капиллярные круглые трубки по сравнению с обычными круглыми трубами имеют ряд особенностей как при изотермическом течении жидкости, так и при тении с подводом тепла. Поэтому для расчета гидравлических характеристик и правильного выбора геометрических размеров капиллярных форсуночных элементов ЖРДМТ и их оптимизации, а также учета влияния тепловых факторов на гидродинамическую картину течения жидкости и условия теплообмена был разработан метод расчета их гидравлических характеристик при изотермическом течении жидкости и с подводом тепла. Предложенный метод расчета капиллярных форсуночных элементов ЖРДМТ базируется на известных материалах расчета гидравлических характеристик и теплообмена в круглых трубках с учетом особенностей, выявленных авторами в процессе экспериментального исследования капиллярных трубок [3, 4].

1. Изотермическое течение

Расходную характеристику капилляра целесообразно представить в общепринятом для гидродинамики виде [5]

$$\Delta p = \left(\lambda_2 \frac{l}{d} + k \right) \rho \frac{u_0^2}{2} = 8 \frac{\xi_k \dot{m}^2}{\pi^2 \rho d^4},$$

$$\text{где } \xi_k = \lambda_2 \frac{l}{d} + k, \quad \xi_k = \frac{1}{\mu_k}; \quad \frac{\rho u_0}{2} = \frac{8 \dot{m}^2}{\pi^2 \rho d^4},$$

Δp - перепад давления, срабатываемый на капилляре; ξ_k - коэффициент гидравлического сопротивления капилляра длиной l и внутренним диаметром d ; μ_k - коэффициент расхода капилляра; ρ - плотность жидкости; u_0 - скорость жидкости на входе в капилляр; λ_2 - линейный коэффициент гидравлического сопротивления; k - концевые потери; \dot{m} - средний массовый расход жидкости.

Линейный коэффициент гидравлического сопротивления λ_2 , как правило, зависит от режима течения, числа Рейнольдса, шероховатости и температуры стенок и т. д. Концевые потери k обусловлены перестроением профиля скорости, а при острой входной кромке и турбулентном течении, кроме того, сжатием и расширением потока, и зависят от режима течения и вида входной кромки.

Экспериментальные результаты [3, 4], полученные авторами, подтвердили правомерность применения для расчета линейного коэффициента гидравлического сопротивления капилляров λ_2 соотношений, справедливых для обычных труб круглого сечения, причем не только при ламинарном, но и при турбулентном, до $Re = 10^4$, режимах течения. Было показано, что капилляры, используемые в ЖРДМТ, соответствуют понятию гидродинамически гладких труб (шероховатость ~ 1 мкм).

Поэтому при расчете линейного коэффициента гидравлического сопротивления капилляров при ламинарном режиме течения используется формула Хагена-Пуазейля [5]:

$$\lambda_{\varepsilon} = \frac{64}{\text{Re}}.$$

При турбулентном режиме течения (в рассматриваемом случае до $\text{Re} = 10^4$) линейный коэффициент гидравлического сопротивления капилляров вычисляется по формуле Блазиуса [5]:

$$\lambda_{\varepsilon} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{\text{Re}}}.$$

Как авторами показано экспериментально [3, 4], при $\text{Re} > 10^4$ значение λ_{ε} практически не изменяется и составляет (0,031...0,029). В случае острой входной кромки потеря устойчивости ламинарного течения, определенная по изменению λ_{ε} , наступает при $\text{Re} > 1,5 \cdot 10^3$, в случае плавного входа – при $\text{Re} > (2,5...5) \cdot 10^3$, переход к развитому течению – при $3 \cdot 10^3$ и $(4...6) \cdot 10^3$, соответственно, причем даже в случае плавного входа при $\text{Re} > 7 \cdot 10^3$ отсутствует участок с ламинарным пограничным слоем.

При ламинарном режиме течения в капиллярах концевые потери k , обусловленные влиянием начального гидродинамического участка, на основании результатов экспериментального исследования авторов [3, 4] определяются с помощью аппроксимирующей зависимости

$$k = 1 + 1,2 \cdot [1 - 0,61 \exp(-94,8\bar{z})],$$

справедливой как в случае плавного входа, так и острой входной кромки при $\bar{z} > 0,003$, где $\bar{z} = l/(d \text{Re})$ - безразмерная длина капилляра при изотермическом ламинарном режиме течения.

При турбулентном режиме течения концевые потери k в случае плавной входной кромки невелики, обусловлены лишь перестроением (формированием) профиля скорости и могут быть учтены с помощью следующей зависимости, приведенной в [6]:

$$k = 1 + 2,65\lambda_{\varepsilon}.$$

В случае острой входной кромки при турбулентном режиме течения струя на входе в трубку сжимается, как и при истечении

через диафрагму, а затем расширяется, образуя кольцевую изолированную полость, давление в которой считается равным давлению в сжатом сечении струи и ниже, чем давление в месте прилегания жидкости к стенке. С использованием уравнений Бернулли и Борда для данного механизма течения была получена формула для расчета входных потерь на острой кромке [3, 4]:

$$k = 1 + \xi_{\text{ex}} = 1/\mu^2 - 2(1/\varepsilon - 1),$$

где ξ_{ex} - входные потери; ε - коэффициент сжатия струи при истечении через диафрагму.

Поскольку в кольцевой изолированной полости имеется граница раздела фаз, то на величину входных потерь при малых размерах капилляров оказывают влияние силы поверхностного натяжения, при этом изменение коэффициента расхода можно представить в виде [5]:

$$\bar{\mu}_{\sigma} = \bar{\mu}_{\sigma}^{\Delta p} \cdot \varepsilon_{\sigma},$$

причем $\bar{\mu}_{\sigma}^{\Delta p}$ учитывает изменение коэффициента расхода диафрагмы за счет уменьшения эффективного перепада давления на ней и может быть определен расчетным путем; ε_{σ} учитывает увеличение площади сжатого сечения струи при истечении через диафрагму и определяется экспериментально.

Расчетный диаметр капилляра в приведенных выше соотношениях выбирается таким образом, чтобы λ_{ε} в ламинарном режиме течения соответствовал зависимости Хагена-Пуазейля. Справедливость такого подхода показана в [7].

2. Течение с подводом тепла

Необходимость рассмотрения гидродинамики течения в капиллярах с подводом тепла обусловлена характерными для них условиями работы – нагревом форсуночной головки ЖРДМТ в процессе работы двигателя. Поэтому важно знать не только гидравлические характеристики капилляров, но величины плотностей тепловых потоков к капиллярам, приводящим к реализации возможных режимов течения жидкости с подводом тепла с целью либо их учета, либо избежания возникновения данных режимов.

В настоящее время отсутствует общая модель течения жидкости в трубах с подво-

дом тепла, однако имеется значительное число теоретических и, особенно, экспериментальных работ, выполненных на трубах большого диаметра и посвященных исследованию отдельных областей рассматриваемого течения [7-17].

На основании полученных авторами экспериментальных результатов по влиянию подвода тепла на гидросопротивление и теплообмен при однофазном и двухфазном течениях в капиллярах [3, 4] был предложен метод расчета гидродинамики течения жидкости с подводом тепла. Исследовались области однофазного течения и неразвитого и развитого пузырькового кипения недогретой жидкости, при этом основные параметры изменялись в следующем диапазоне: $Re = (0,3...10) \cdot 10^3$, $Pr = (2...10)$, $p = (0,1...0,3) \text{ МПа}$, $q = (0...2) \cdot 10^6 \text{ Вт/м}^2$, $\Delta t_n = (5...80) \text{ К}$.

Экспериментально определены границы указанных областей течения и показано, что нижние границы неразвитого и развитого при турбулентном течении пузырькового кипения можно описать зависимостями для плотностей теплового потока, характеризующих соответственно начало (возникновение) неразвитого $q_{н.к}$ и начало развитого $q_{н.р.к}$ пузырькового кипения

$$q_{н.к} = \left\{ \frac{\alpha_k \sqrt{\sigma T_s} / (\rho_n r \lambda_s)}{1 + 4z \alpha_k (\rho u d c_p)} + \frac{\alpha_k^2 \sigma T_s / (\rho_n r \lambda_s)}{[1 + 4z d_k / (\rho u d c_p)]^2} + \frac{\alpha_k (i_s - i_0) / c_p}{1 + 4z \alpha_k / (\rho u d c_p)} \right\}^2,$$

$$q_{н.р.к} = \left\{ \frac{\alpha_k \sqrt{\sigma T_s} / (\rho_n r \lambda_s)}{1 + 2z \alpha_k (\rho u d c_p)} + \frac{\alpha_k^2 \sigma T_s / (\rho_n r \lambda_s)}{[1 + 2z d_k / (\rho u d c_p)]^2} + \frac{2 \alpha_k (i_s - i_0) / c_p}{1 + 2z \alpha_k / (\rho u d c_p)} \right\}^2.$$

Обозначения параметров и их индексов, приведенных в этих и последующих зависимостях, более подробно представлены в конце статьи.

При ламинарном течении область неразвитого пузырькового кипения, как показал эксперимент, чрезвычайно мала и ее можно не учитывать. Данный вывод можно получить и аналитически. В частности, учитывая, что при ламинарном стабилизированном течении и теплообмене определяющей

являются энтальпия пристеночного слоя, из модели [8] следует, что $q_{н.р.к} \approx q_{н.к}$.

Кроме того, полагая, что в этом случае профиль энтальпии потока, как и профиль скорости, описывается параболой

$$(i_w - i) / (i_w - i_s) = 1 - d_i^2 / d^2,$$

легко показать, основываясь на допущениях [9], что

$$q_{н.р.к} = q_s / (1 - 2\varphi),$$

и т.к. в сечении развитого кипения $\varphi \approx 0,01...0,03$, то $q_{н.р.к} = (1,02...1,06) q_s$.

Верхняя граница области развитого пузырькового кипения (кризис теплообмена) при ламинарном течении удовлетворительно описывается зависимостью [10]

$$q_{кр} = \left[\kappa_\infty r \sqrt{\rho_n} \sqrt{\sigma g (\rho_s - \rho_n)} + \kappa_0 r u \sqrt{\rho_s \rho_n} \right] \times \left[1 + 0,0065 (\rho_s / \rho_n)^{0,8} (c_p \Delta t_H / r) \right],$$

где $\kappa_\infty = 0,13$ и $\kappa_0 = 0,0012$ – эмпирические коэффициенты.

При турбулентном режиме течения можно также воспользоваться последней зависимостью, положив, на основе проведенного экспериментально исследования, $\kappa_\infty = 0,007$.

В области однофазного течения с подводом тепла экспериментально показана [3, 4] справедливость следующих соотношений для расчета относительного линейного коэффициента гидравлического сопротивления

$$\bar{\lambda}_{жф}^2 = \lambda_{жф}^2 / \lambda_0^2 = (\eta_w / \eta_0)^n.$$

Здесь индексы: жф – однофазное течение с подводом тепла, 0 – изотермическое течение жидкости. Причем для турбулентного режима течения на основе экспериментальных данных показатель степени можно принять равным $n=0,25$, для ламинарного режима течения показатель степени величина переменная, удовлетворительно описываемая зависимостью [11]

$$n = 2,3 \bar{z}^{0,3} (\eta_w / \eta_0)^{-0,062},$$

справедливой при $\bar{z} = (0,7...12) \cdot 10^3$, где z – длина или осевая координата; $\bar{z} = z / (d Re Pr)$ – безразмерная длина при ламинарном жидкостном течении с подводом тепла.

Для расчета теплообмена в капиллярах можно использовать зависимость в общепринятом виде

$$Nu = Nu_{\infty} \varepsilon_{n,c} \varepsilon_{n,m} \varepsilon_{n,z}.$$

При этом:

- для ламинарного режима течения [12]

$$Nu_{\infty} = 4,36;$$

$$\varepsilon_{n,c} = (\eta_w / \eta)^{-1/6}; \varepsilon_{n,m} = 0,30 \bar{z}^{-1/3} (1 + 2\bar{z});$$

$$\varepsilon_{n,z} = 0,35 \bar{z}^{-1/6} (1 + 2,85\bar{z});$$

- для турбулентного режима течения [11, 13]

$$Nu_{\infty} = 0,116 (\text{Re}^{2/3} - 125) \text{Pr}^{1/3};$$

$$\varepsilon_{n,c} = (\eta_w / \eta)^{-0,14}; \varepsilon_{n,m} = 1 + 0,5d/z;$$

$$\varepsilon_{n,z} = (1 + 1,2d/z) / (1 + 0,5d/z).$$

Исследование области неразвитого пузырькового поверхностного кипения при турбулентном течении показало [3, 4], что влияние паровой фазы на гидродинамику течения пренебрежимо мало и изменение линейного коэффициента гидравлического сопротивления может быть описано уравнением для однофазного течения с подводом тепла, где η_w определяется по температуре стенки.

Обобщение экспериментальных значений относительного линейного коэффициента гидравлического сопротивления в области развитого пузырькового поверхностного кипения недогретой жидкости проводилось с использованием комплекса [14]

$$A = 20 (q / r \rho_n u)^{0,7} (\rho_s / \rho_n)^{0,08} \times \left\{ \begin{array}{l} 1,32(i_s - i_{n,k}) / (i - i_{n,k}) \times \\ \times \ln[1 - (i - i_{n,k}) / 1,32(i_s - i_{n,k})]^{-1} \end{array} \right\}.$$

Экспериментальные результаты по определению линейного коэффициента гидравлического сопротивления свидетельствует [3, 4] о более существенном влиянии паровой фазы на гидродинамику течения в капиллярных трубках по сравнению с течением в трубках большего диаметра, что и предлагалось в [15]. Полученные экспериментальные данные можно описать линейной зависимостью в диапазоне $\text{Re} = (1...5) \cdot 10^3$, $\Delta t_n = (5...25)K$

$$\bar{\lambda}_{кин}^2 = 1 + 3A,$$

позволяющей проводить расчет гидравлического сопротивления двухфазного потока в капиллярных трубках диаметром

(0,15...0,35) мм в области развитого пузырькового кипения.

Для расчета теплообмена в данной области необходимо знать значение показателя степени в обобщенной зависимости [16]

$$t_w^{p,k} - t_s = c(q - q_s)^n,$$

в которой для определения коэффициента «с» на основе проведенных экспериментов получено выражение

$$c = 28 T_{кр}^{0,82} (p_{кр} \cdot 10^5)^{-0,36} M^{0,18} \exp(-5,6 T_s / T_{кр}).$$

Значения показателя степени «n» зависят от режима течения: при турбулентном течении $n=0,33$, что близко к результатам [16], при переходе к ламинарному течению «n» снижается и составляет 0,23 при $\text{Re} < 1500$. Это может быть объяснено влиянием паросодержания на теплообмен и согласуется с представлениями, развитыми в [17].

Таким образом, предложенный в статье метод расчета гидродинамики течения жидкости в капиллярных трубках при изотермическом течении и с подводом тепла учитывает их особенности и позволяет рассчитывать гидравлические характеристики и выбирать геометрические размеры капиллярных форсуночных элементов ЖРДМТ.

Обозначения, используемые в приведенных выше соотношениях:

p - давление; Δp - перепад давления; ξ_k - коэффициент гидравлического сопротивления капилляра; k - концевые потери; ρ - плотность; \dot{m} - средний массовый расход; d или d_k - диаметр капилляра; λ_z или λ^z - линейный коэффициент гидравлического сопротивления; $\xi_{вх}$ - входные потери; z - длина; $\bar{z} = z / (d \text{Re})$ - безразмерная длина при изотермическом ламинарном течении; $\bar{z} = z / (d \text{Re Pr})$ - безразмерная длина при ламинарном жидкостном течении с подводом тепла; Re , Pr , Nu - критерии Рейнольдса, Прандтля, Нуссельта; μ - коэффициент расхода; ε - коэффициент сжатия струи при истечении через диафрагму; T , t - температура; Δt - разность температур; q - плотность теплового потока; η - динамический коэффициент вязкости; r - теплота парообразования; σ - коэффициент поверхностного натяжения;

λ - коэффициент теплопроводности; i - энтальпия; α_k - коэффициент теплоотдачи; c_p - удельная теплоемкость; φ - истинное объемное паросодержание; M - молярная масса.

Индексы: 0- параметры на входе в канал; s - параметры жидкости на линии насыщения; w - параметры при температуре стенки; $ж.ф$ - область жидкофазного течения; $кип$ - область развитого пузырькового поверхностного кипения; $кр$ - критический; n - недогрев; $n.г$ - начальный гидродинамический участок; $n.т$ - начальный тепловой участок; $n.к$ - начало кипения; $n.p.к$ - начало развитого пузырькового поверхностного кипения; n - параметры пара на линии насыщения; ∞ - параметр стабилизированного течения; $я$ - параметр ядра потока; i - текущее по поперечному сечению значение параметра.

Библиографический список

1. Шерстяников, В.А. ЖРД орбитальных станций и космических аппаратов длительного функционирования / В.А. Шерстяников // Двигатель. – 2003. - № 1. - С. 32 - 33.
2. Гинзбург, И.П. Теория сопротивления и теплопередачи / И.П. Гинзбург. - Л.: ЛГУ, 1970. – 375 с.
3. Годлевский, В.Е. Исследование гидродинамических характеристик капилляров при изотермическом течении жидкости и влияния на них подвода тепла / В.Е. Годлевский, В.Е. Нигодюк, А.В. Сулинов; Куйбышев. авиац. ин-т. - Куйбышев, 1982. 15 с.: ил. – Библиогр. 17 назв. Рукопись деп. в ВИНТИ 4.06.82, № 2808-82.
4. Годлевский, В.Е. Особенности расчета гидросопротивления и теплообмена при однофазном и двухфазном течениях в капиллярных трубках / В.Е. Годлевский, В.Е. Нигодюк, А.В. Сулинов // Инженерно-физический журнал. – 1983. №45. - № 2. – С. 327. Рукопись 16 с., ил. Библиогр. 17 назв. Деп. в ВИНТИ 1.04.83, № 1670.
5. Сточек, Н.П. Гидравлика ЖРД / Н.П. Сточек, А.С. Шапиро. – М.: Машиностроение, 1978. - 118 с.
6. Альтшуль, А.Д. Гидравлика и аэродинамика / А.Д. Альтшуль, П.Г. Киселев. – М.: Стройиздат, 1975. - 323 с.
7. Субботин, В.И. Особенности гидродинамических труб с регулярной искусственной шероховатостью стенок / В.И. Субботин [и др.] // Турбулентные течения. – М.: Наука, 1977. - С. 64-69.
8. Бергельсон, Б.Г. Гидравлические характеристики и паросодержание в канале при кипении жидкости, недогретой до температуры насыщения / Б.Г. Бергельсон, А.С. Ерасимов // Инженерно-физический журнал. – 1979. 37, -№ 5. - С. 784-792.
9. Захарова, Э.С. Расчет истинных объемных паросодержаний в обогревательных каналах / Э.С. Захарова, В.А. Кольчугин, Д.А. Лабунцов // Теплоэнергетика. – 1970. - № 6. - С.58-60.
10. Теория тепломассообмена / под ред. Леонтьева А.И. - М.: Высш. шк. 1979. – 495 с.
11. Петухов, Б.С. Теплообмен в ядерных энергетических установках / Б.С. Петухов, Л.Г. Гемин, С.А. Ковалев. – М.: Атомиздат, 1974. - 407 с.
12. Петухов, Б.С. Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах / Б.С. Петухов. – М.: Энергия, 1967. -412 с.
13. Эккерт, Э.Г. Теория тепло- и массообмена / Э.Г. Эккерт, Г.М. Дрейк. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1961. - 680 с.
14. Тарасова, Н.В. Локальное гидравлическое сопротивление при поверхностном кипении воды в трубах / Н.В. Тарасова [и др.] // Теплофизика высоких температур. – 1967. - 5. -№1. - С.130-136.
15. Орнатский, А.П. Обобщение опытных данных по гидравлическому сопротивлению при поверхностном кипении / А.П. Орнатский // Журнал прикладной механики и технической физики. – 1965. 3. - №3. -С. 444-451.
16. Похвалов, Ю.Е. Обобщение данных по теплопередаче при кипении недогретых жидкостей / Ю.Е. Похвалов [и др.]. – Теплоэнергетика. – 1966. - №5. - С.63-68.
17. Богданов, Ф.Ф. Влияние скорости парожидкостной смеси теплоносителя и паросодержания на коэффициенты теплопередачи при кипении воды в трубах / Ф.Ф. Богданов // Атомная энергия. – 1970. 29. Вып.6. - С.454-456.

References

1. Sherstjannikov V. A. The liquid rocket engine orbiting stations and space vehicles of

- long th functioning//the Engine, 2003, № 1, -P. 32- 33.
2. Ginzburg I.P.theor of resistance and heat transfers. - L: I LIE, 1970. – P.375.
 3. Godlevsky V.E, Nigodjuk V. E, Sulinov A.V.probe hydrodynes-cheskih of characteristics of capillaries at an isothermal current of a liquid and influence on them of heat supply: Kuibyshev aviation institute. Kuibyshev, 1982, 15 with., silt., biblio-columns. 17 name (The Manuscript it is deposited at All-Union institute of scientifically - technical information 4.06.82, № 2808-82Dep).
 4. Godlevsky V.E, Nigodjuk V.E, Sulinov A.V. feature of calculation gidroso-protivlenija and heat exchange at one-phases th and diphasic currents in capillary tubes. – Engineering-physical magazine, 1983, 45, № 2. – With. 327. (The Manuscript 16 with., silt., the bibliographer. 17 name. It is deposited at All-Union institute of scientifically - technical information 1.04.83, № 1670).
 5. Stochek N.P., Shapiro of ampere-second. Hydraulics of liquid rocket engines. – M.: Mechanical engineering, 1978.-P.118.
 6. Altshul A.D., Kiselyov P.G.Gidravlika and aerodynamics. – M.: Stroyizdat, 1975. – P.323.
 7. Subbotin V.I., Ibragimov M.H., Taranov G.S. Osobennosti's Ganders of hydrodynamic tubes from the regular iskusstvennoj a roughness of walls. – in сб.: Turbulent flows. – TH.: The Science, 1977 – P.64-69.
 8. Bergelson B.G., Gerasimov A.S. Hydraulic of the characteristic and steam maintenance in the channel at boiling of a liquid to saturation temperature. – Engineering-physical magazine, 1979, 37, № 5. – P.784 ... 792.
 9. Zaharova E.S., Kolchugin V. A, Labuntsov D.A. Calculation of true volume maintenances of steam in heating channels. - Power system, 1970, №6, P.58 ... 60.
 10. The theory of an exchange heat and in weight / Under the editorship of Leonteva A.I. – M.: the Higher school, 1979. – 495 with.
 11. Petuhov B.S., Gemin L.G., Kovalev S.A.heat exchange in nuclear power installations. – M: Atom publishing house, 1974. – P.407.
 12. Petuhov B.S. Heat exchange's cocks and resistance at a laminar current of a liquid in pipes. – TH.: Energy, 1967. – P.412.
 13. Ekkert E.G., Drake G.M. The theory of an exchange heat and in weight. – M. - L.: the state power publishing house, 1961. - 680 with.
 14. Tarasova N.V., Hlopushin V. I, Boronina L.V.local hydraulic resistance at superficial boiling of water in pipes. – Thermophysics of heats, 1967, 5, №1, with. P. 130-136.
 15. Ornatsky A.P. Generalisation of the skilled data on hydraulic resistance at superficial boiling. - Magazine of applied mechanics and the technical physics, 1965, 3, №3, with. P. 444-451.
 16. Pohvalov J.E., Kronin I.V., Kurganov I.V. Generalisation of the data on a heat transfer at boiling of liquids. – power system, 1966, №5, P.63-68
 17. Bogdanov F.F. Influence of speed of the heat-carrier from a mix from steam and liquid and steam maintenances on heat transfer factors at water boiling in pipes. - An atomic energy, 1970, 29, 6, P.454-456.

FEATURES OF CALCULATION OF HYDRAULIC CHARACTERISTICS OF CAPILLARY SPRAY JETS OF IS LIQUID-STNYH ROCKET ENGINES OF SMALL PULL-ROD

© 2009 V. E. Godlevsky, V. E. Nigodjuk, A. V. Sulinov

The method of calculation of hydraulic resistance of a liquid in capillary spray jets of liquid rocket engines of small pull-rod is developed at an isothermal current and with heat supply. Dependences for calculation of borders of the single-phase, not developed and developed superficial boiling of a liquid and heat exchange in the given areas of a current are offered.

The liquid rocket engine of small pull-rod, capillary spray jets, calculation method, hydraulic resistance, isothermal current, current with a supply of heat, heat exchange

Информация об авторах

Годлевский Виктор Евгеньевич, доктор технических наук, профессор Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел. (846) 335-59-21. E-mail: engin@ssau.ru. Область научных интересов: исследование рабочего процесса в двигателях летательных аппаратов.

Нигодюк Валентин Евгеньевич, кандидат технических наук, доцент Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел. (846) 335-59-21. E-mail: engin@ssau.ru. Область научных интересов: исследование рабочего процесса в двигателях летательных аппаратов.

Сулинов Александр Васильевич, кандидат технических наук, старший научный сотрудник Научно-исследовательского центра космической энергетики Самарского государственного аэрокосмического университета. Тел. (846) 335-59-21. E-mail: engin@ssau.ru. Область научных интересов: исследование рабочего процесса в двигателях летательных аппаратов.

Godlevsky Victor Evgenevich, Doctor of Engineering Science, the professor of Samara state aerospace university. Phone: (846) 335-59-21. E-mail - engin@ssau.ru. Area of research: research of working process in engines of flying machines.

Nigodjuk Valentine Evgenevich, Candidate of Engineering Science, the senior lecturer of Samara state aerospace university. Phone: (846) 335-59-21. E-mail - engin@ssau.ru. Area of research: research of working process in engines of flying machines.

Sulinov Alexander Vasilevich, Candidate of Engineering Science, the senior scientific employee of Scientifically-issledovatelky the centre of space power of Samara state aerospace university. Phone: (846) 335-59-21. E-mail: engin@ssau.ru. Area of research: research of working process in engines of flying machines.