

МОСКОВСКИЙ ОРДЕНА ЛЕНИНА
И ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ
АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ
ИМЕНИ СЕРГО ОРДЖОНИКИДЗЕ



МЕТОДИЧЕСКИЕ
РАЗРАБОТКИ
К КУРСОВЫМ РАБОТАМ
ПО ТЕПЛОПЕРЕДАЧЕ

МОСКВА
1981

МИНИСТЕРСТВО
НАУКИ И СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР
МОСКОВСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ И СПЕЦИАЛЬНАЯ ПЕДАГОГИЧЕСКАЯ
АКАДЕМИЯ ВОССТАВШИХ ДЕТЕЙ И ЮВЕНТОВ СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ

МЕТОДИЧЕСКИЕ МАТЕРИАЛЫ
К СПЕЦИАЛЬНОМУ КУРСУ ПО ТЕЛЕГРАФИИ

Под редакцией канд. техн. наук и техн.
проф. В.С. Комлева, канд. техн. наук доц.
В.И. Соколов

Утверждено
на заседании редакции
28 сентября 1961 г.

Москва, 1962

В.С. Андрусовый, Е.В. Галайдович, Г.А. Голубь,
Г.А. Савкина, А.В. Тарнов

ОБЪЕДИНЕНИЕ

Научно-исследовательские разработки предназначены для выполнения курсовой работы по курсу "Теплоэнергетика" студентами инженерных вузов по специальности "Энергетика летательных аппаратов".

Основной целью разработок является обучение студентов сравнению методов расчета систем охлаждения двигателей летательных аппаратов. Предлагаемые курсовые работы включают в себя методику расчета, таблицы чисел, встречающиеся в практике системы охлаждения турбинных двигателей летательных аппаратов: системы охлаждения реактивных двигателей, двигатели турбин турбовентиляторных двигателей, двигатели двигателей при их турбинной обработке. Каждая курсовая работа включает в себя методику расчета и методику выбора основных параметров, рассмотренной системы охлаждения.

Данные методы и алгоритмы позволяют рассчитывать системы охлаждения двигателей летательных аппаратов посредством графоаналитических методов и с использованием ЭВМ при автоматизированном их проектировании.

Курсовые работы "Расчет охлаждающих систем реактивного двигателя" авторами канд. В.С. Андрусовым и доц. Г.А. Голубем, курсовые работы "Расчет теплообмена в двигателях турбин турбовентиляторных двигателей" - проф. Е.В. Галайдовичем и канд. Г.А. Савкиной, курсовые работы "Теплообмен реактивных двигателей летательных аппаратов" - проф. Е.В. Галайдовичем, курсовые работы "Расчет турбинной системы охлаждения в газовой среде" - проф. Е.В. Галайдовичем и канд. техн. наук А.В. Тарновым.

Рецензенты: В.С. Черный, Е.В. Сидяк



Московский инженерный институт, 1992 г.

- δ - разность рабочих тел;
 ω, ω' - скорости вращения;
 α - скорость звука;
 κ - число Фрухта;
 φ - удельный тепловой поток, или плотность теплового потока;
 Z - запыленность;
 λ - коэффициент теплопроводности;
 κ - коэффициент теплопроводности, зависимость от давления;
 κ - коэффициент гидравлического сопротивления;
 μ - динамическая вязкость;
 ρ - плотность;
 T - температура;
 T_0 - безразмерная температура;
 β - коэффициент деформационной упругости;
 α - коэффициент температурного расширения;
 c_p - теплоемкость рабочего тела;
 ρ - плотность;
 m - межмолекулярная масса, тепло Пекле;
 F - площадь;
 A - параметр;
 Na - критерий Нуссельта;
 Re - критерий Рейнольдса;
 Fr - критерий Фрухта;
 Gr - критерий Грассхофа.

Символы

- f - параметры потока;
 κ - параметры стенки;
 δ - параметры турбулентности, параметры в начальной момент времени;
 κ - параметры материала конструкции;
 f - параметры турбного потока;
 Z - параметры охлаждающей среды;
 i - параметры i -го компонента.

1. РАСЧЕТ РАБОТЫ СТРОИТЕЛЯ И СТЕПЕНЬ РАЦИОНАЛЬНОСТИ

При конструировании двигателя металлами и сплавами перво-очередное значение придается выбору тепловой энергии от топлива, которая достаточна для работы двигателя ($\sim 10^4 \text{ кВт/кг}^2$ в час). При строении топлива в камере строится разнородный слой, плотность температура ($\sim 3000 \dots 4000 \text{ К}$). В связи с использованием высококалорийных топлив высокая температура продуктов строителя направлено растут. Для того чтобы увеличить размеры двигателя, конструкция стремится сделать длинные в них. Сложность работы конструкторов видеть и реально увеличить удельные тепловые потоки.

Расчет выполняется с большой точностью ($\sim 10 \dots 20\%$) имеет огромные значения при выборе элементов конструкции от параметров в разрыве. Он основан на использовании экспериментальных данных, полученных на конструктивных и теоретических исследованиях турбулентного пограничного слоя. Так как температура газа в камере очень высока, то в нем происходят различные химические реакции. Если увеличить размеры строения в виде непрозрачного, то химические реакции протекают в виде диссоциации и рекомбинации. При выборе пропановой смеси (в критической части слоя) используется паркетная система, через которую проходит охлаждающая жидкость (слабо) высокая химическая реакция между продуктами диссоциации и газом внешнего потока, которая сопровождается выделением и поглощением тепла. В этом случае необходимо учитывать дополнительные параметры тепла от слоя диффузии, который взаимодействует с паркетом тела внешнего потока теплообмен (теплопроводности, конвекции и излучения). Кроме того, в направлении слое находится много слоев в источнике тепла.

Как известно из курса теплопередачи [1], при этих факторах происходит в направлении тепла Пекле при расчете конвективного теплообмена. При выборе химических реакций в высокотемпературном направлении слое удельный тепловой поток в камеру ограничивается не только разностью температур, а разностью потенциалов

$$\alpha_{\text{ср}} = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}\right)^{-1}$$

где α_1/α_2 - обобщенный коэффициент теплоотдачи.



Рис. 1.1. Схема охлаждения

Часть длиной l_1 является ступенчатой с переменным методом расчета теплообмена при изменении поверхности теплоотдачи. Главным условием с численным решением приравниваем к течению в радиусе двигателя.

В первой части стужат по заданному значению температуры, диаметру и ширине створки определяют геометрические размеры критической части двигателя и параметры газа за ней (рис. 1.1) [12].

Во второй части рассчитывается распределение температур потока и параметры системы охлаждения.

РАСЧЕТ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ДВИГАТЕЛЯ

1. В табл. 1...17, которые приведены в работе [12], определяем угловой диаметр газа в проточке для заданного топлива, диаметра и ширины створки $\rho_0 = \rho_{00}$, скорости расширения κ и величину коэффициента избытка кислорода $\alpha_{\text{ср}}$:

$$\rho_0 = \rho_{00} \alpha_{\text{ср}}^{\kappa} \quad \text{м}^2/\text{с}^2. \quad (1.1)$$

где $\rho_{00} = 1 \cdot 10^6$.

2. Из уравнения (1.1), зная угловой диаметр в проточке, определяем длину топлива

$$l = \rho_0 / \rho_{\text{ср}} \quad \text{м}^2/\text{с}^2. \quad (1.2)$$

3. Из таблиц 1...17 [12] определяем для заданного топлива (для заданного $\alpha_{\text{ср}}$ и κ):

а) расчетный коэффициент

$$\beta = \rho_0 \alpha_{\text{ср}}^{\kappa} / \rho_{\text{ср}} \quad \text{м}^2/\text{с}^2 \quad (1.3)$$

б) величину диаметра d ;

в) отношение площади по сечению канала к площади критического сечения

$$F_0 = F_00 / F_{\text{крит}}; \quad (1.4)$$

г) температуру в камере сгорания

$$T_{\text{сг}}$$

д) температуру на входе

$$T_{\text{вх}}$$

4. Из уравнения (1.3) для расчетного коэффициента β определяем площадь критического сечения сопла

$$F_{\text{крит}} = \frac{\beta \sqrt{d_0^2 \rho_{\text{ср}}}}{\beta} = \frac{\beta \sqrt{\rho_{\text{ср}}}}{\beta} \quad \text{м}^2, \quad (1.5)$$

а из уравнения (1.4), зная уже $F_{\text{крит}}$, находим площадь сечения сопла

$$F_0 = F_00 = F_{\text{крит}} \cdot \beta \sqrt{\rho_{\text{ср}}^2} / \rho_{\text{ср}}. \quad (1.6)$$

5. Определяем линейные размеры критического сечения

$$d_{\text{крит}} = \sqrt{\frac{4 F_{\text{крит}}}{\pi}} \quad \text{м} \quad (1.7)$$

в сечении сопла

$$d_0 = d_{\text{крит}} \sqrt{F_0} \quad \text{м} \quad (1.8)$$

6. Сопло сопла сопоставляем с заданным углом полураствора γ_0 , определяем длину сопла

$$l_0 = \frac{d_0 - d_{\text{крит}}}{2 \sin \gamma_0}. \quad (1.9)$$

7. Определяем размеры камеры сгорания:

а) диаметр камеры сгорания d_1 принимаем равным удвоенному значению диаметра критического сечения:

$$d_1 = 2 d_{\text{крит}}; \quad (1.10)$$

б) длину камеры сгорания выбираем по условию, что

$$l_1 = (1,5 \dots 2) \cdot d_1; \quad (1.11)$$

в) длину дозвуковой части сопла принимаем равной диаметру критического сечения $l_2 = d_{\text{крит}}$.

Для определения скорости потока высокотемпературного газа при наличии химических реакций в нем выделенной массы в стенок от газа вычитается как по счет количества, так и за счет энергии:

$$\dot{Q}_{\text{в.ст}} = \dot{Q}_{\text{в.ст}} + \dot{Q}_{\text{в.ст}} \quad (1.130)$$

Максимальный тепловой поток рассчитывается по формуле Бьютона:

$$\dot{Q}_{\text{в.ст}} = \left(\frac{\alpha}{\beta} \right) (T_{\text{в}} - T_{\text{ст}}) \quad (1.131)$$

Лучевой тепловой поток определяется по формуле:

$$\dot{Q}_{\text{в.ст}} = 5,794 \cdot 10^{-8} \epsilon_{\text{в.ст}} \cdot T_{\text{в}}^4 \quad (1.132)$$

где $\epsilon_{\text{в.ст}}$ — эмиссия черноты поверхности; β — лучистая эмиссия поверхности тела.

Взаимное излучение

В камере сгорания, где температура газа достигает 3000 К и выше, наряду с конвективным теплообменом необходимо учитывать излучение между телами излучения. Поскольку скорости в камере сгорания малы ($v_{\text{в.ст}} = 100 \dots 150$ м/с), взаимное излучение взаимными телами S_1 и S_2 взаимно излучают продукты реакции S_3 , которые определяются с использованием таблиц I...IV (исходя из состава α_j на входе камеры) [12]:

$$\dot{Q}_1 - \dot{Q}_2 = \frac{1}{\beta_{\text{в.ст}}} \left(\sum_{j=1}^n \epsilon_j \alpha_j \right) \cdot \sigma \cdot (T_1^4 - T_2^4) \quad \text{кВт/м}^2, \quad (1.133)$$

где $\beta_1 = \beta_2 = \alpha_j T$; β_j и α_j берутся из табл. IV работы [12];

Тогда максимальный тепловой поток в стенку

$$\dot{Q}_{\text{в.ст}} = \left(\frac{\alpha}{\beta} \right) (T_{\text{в}} - T_{\text{ст}}) \quad (1.134)$$

где

$$\alpha = \sum_{j=1}^n (\beta_j \cdot \alpha_j \cdot \frac{1}{\beta}) \quad (1.135)$$

— взаимное излучение продуктов сгорания при температуре поверхности $T_{\text{ст}}$.

Тем как температура стенок не превышает 2000 К, то взаимодействие смеси происходит по механизму в молекулярном состоянии. Для смеси, состоящей из элементов C-H-O-N, на стенке двигателя могут быть только следующие молекулярные соединения: CO_2 , H_2O ,

O_2 и H_2 . Состав смеси gases при температуре поверхности $T_{\text{ст}} = 2000$ К определяется по балансу массы при протекании химических реакций.

Например, для топливной смеси $(C_{10}H_{18}) = \text{каменное (C}_2\text{)}$ при $\alpha_{\text{в.ст}} = 0,8$ имеет

$$\begin{array}{l} C_{10}H_{18} + \frac{32}{2} \cdot 0,8 \text{ O}_2 = 10 \text{ CO}_2 + 9,2 \text{ H}_2\text{O} + 5,8 \text{ H}_2 \\ 138 \text{ кг} \quad \quad \quad 371,2 \text{ кг} \quad 440 \text{ кг} \quad 97,6 \text{ кг} \quad 11,6 \text{ кг} \end{array}$$

В-во взаимодействия происходит по всем четырем углам стенок, а часть его остается в молекулярном виде (H_2) .

При такой массе сгоревшего топлива $m_{\text{в.ст}} = 508,2$ кг образуются:

- 1) $\text{CO}_2 = m_{\text{CO}_2} = 440$ кг;
- 2) $\text{H}_2\text{O} = m_{\text{H}_2\text{O}} = 97,6$ кг;
- 3) $\text{H}_2 = m_{\text{H}_2} = 11,6$ кг.

Массовый коэффициент взаимного излучения равен

$$\left(\frac{C_{\text{CO}_2}}{C_{\text{в.ст}}} \right) \frac{\epsilon_{\text{CO}_2}}{\alpha_{\text{в.ст}}} = \frac{440}{508,2} = 0,864; \quad \left(\frac{C_{\text{H}_2\text{O}}}{C_{\text{в.ст}}} \right) \alpha_{\text{H}_2\text{O}} = 0,110;$$

$$\left(\frac{C_{\text{H}_2}}{C_{\text{в.ст}}} \right) \alpha_{\text{H}_2} = 0,026; \quad \sum_{j=1}^n \alpha_j = 1 \text{ (принято)}. \quad (1.136)$$

Аналитически определяется состав смеси на поверхности для всех других топлив с различным коэффициентом излучения кислорода α_{O_2} . Записывая отдельные балансы $S_1 - S_2 = \alpha_j T$.

1. При определении обменного коэффициента теплообмена $\alpha(\alpha_{\text{в.ст}})$ необходимо учитывать, что реакция топлива в камере сгорания турбомотора.

Цилиндр на определенную температуру $T_{\text{ст}}$ (температуру стенок), а на определенной длине — L (диаметр камеры сгорания), имея высоту

$$\left(\frac{\alpha}{\beta} \right) \left(\frac{S_{\text{в.ст}}}{S_{\text{ст.ст}}} \right) \left(\frac{C_{\text{в.ст}} \alpha_{\text{в.ст}}}{C_{\text{ст.ст}} \alpha_{\text{ст.ст}}} \right) \frac{L}{R_{\text{ст}}} \quad (1.137)$$

Расчет максимального теплообмена в камере сгорания осуществляется по взаимному излучению телами поверхности стенок в прямом круглом цилиндре

$$\left(\frac{S_{\text{в.ст}}}{S_{\text{ст.ст}}} \right) = -\alpha_{\text{в.ст}} + R_{\text{ст}}^{-2} \left(\frac{S_{\text{ст.ст}}}{S_{\text{в.ст}}} \right)^{0,5} \quad (1.138)$$

С учетом (1.136) выражение для обменного коэффициента теплообмена принимает вид

$$\left(\frac{dL}{dt}\right)_{\text{св}} = 0,004 \cdot \rho_{\text{ж}} \cdot r_{\text{ж}}^{-2} \cdot \left(\frac{dL}{dt}\right)_{\text{ж}}^2 \cdot \left(\frac{dL}{dt}\right)_{\text{ж}}^2 \quad (1.21)$$

Прямые $\left(\frac{dL}{dt}\right)_{\text{ж}}^2 = \left(\frac{dL}{dt}\right)_{\text{ж}}^2$ для параметра эффективности, получен при определенных условиях для расчета конвективного теплообмена в камере сгорания

$$\rho_{\text{ж}} = 0,004 \cdot \rho_{\text{ж}} \cdot r_{\text{ж}}^{-2} \cdot \rho_{\text{ж}} \cdot \rho_{\text{ж}}^2 \cdot \left(\frac{dL}{dt}\right)_{\text{ж}}^2 \cdot \left(\frac{dL}{dt}\right)_{\text{ж}}^2 \cdot \text{Re} \cdot \text{Pr}^2 \quad (1.22)$$

Знач

$$\rho_{\text{ж}} = 0,004 \cdot \rho_{\text{ж}} \quad (1.23)$$

Значение $\rho_{\text{ж}}$ рассчитывается по формуле [1]:

$$\rho_{\text{ж}} = \left(\sum_{i=1}^n \rho_i / \rho_i\right)^2 \cdot \text{Re} \cdot \text{Pr} \quad (1.24)$$

Для расчета критерия Прандтля при $\rho_{\text{ж}}$:

$$\text{Pr}_{\text{ж}} = \frac{c_p \cdot \rho_{\text{ж}}}{\lambda_{\text{ж}}} \quad (1.25)$$

необходимо определить $\lambda_{\text{ж}}$ и $c_{p, \text{ж}}$.

Коэффициент теплопроводности смеси газов рассчитывается по уравнению [1]:

$$\lambda_{\text{ж}} = \frac{1}{2} \left[\sum_{i=1}^n (\lambda_i \cdot \rho_i) + \left(\sum_{i=1}^n \frac{\lambda_i}{\rho_i} \right)^2 \right] \cdot \text{Re} \cdot \text{Pr} \quad (1.26)$$

Для малых диаметров d_1 определяется как

$$\lambda_1 = \lambda_{\text{ж}} \cdot \frac{d_1}{d_2} \quad (1.27)$$

Знач $\lambda_{\text{ж}} = \left(\sum_{i=1}^n \lambda_i / \rho_i\right)^2$ - моль-средний вес смеси; ρ_i - моль-средний вес компонентов.

Вязкость чистого газа μ_1 при температуре плавления рассчитывается по формуле

$$(\mu_1)_{\text{ж}} = \mu_1 \cdot T_{\text{ж}}^{0,667} \cdot \text{Pr}^{0,4} \quad (1.28)$$

а коэффициент теплопроводности чистого молекулярного газа

$$(\lambda_1)_{\text{ж}} = (\mu_1)_{\text{ж}} \left[\frac{0,0045}{M_1} + 0,0001 (\mu_1)_{\text{ж}} \right] \quad (1.29)$$

Значения постоянной c_p в температурном диапазоне $T_{\text{ж}}$ молекулярных соединений приведены в табл. 18 работы [12].

Теплоемкость газовой смеси

$$\bar{c}_{p, \text{ж}} = (\bar{c}_{p, i})_{\text{ж}} \quad (1.30)$$

3. Расчет дугевого потока в камере сгорания приведен по формуле [1.14]:

$$\rho_{\text{ж}} = 2,364 \cdot 10^{-8} \cdot \rho_{\text{ж}} \cdot c_p \cdot T_{\text{ж}}^2 \quad (1.31)$$

Вязкость продукта сгорания топлива, зависящая от элементов C-H-O-N, определяется в работе [12] с помощью эмпирических формул в виде логарифмов в них увеличенного газа и водных паров [6]. Также определены значения смеси и в учетом вязкости только CO_2 и H_2O смеси

$$\mu = \mu_{\text{CO}_2} + \mu_{\text{H}_2\text{O}} + \mu_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \mu_{\text{CO}_2} \quad (1.32)$$

Вязкость газовых смесей данной формулы рассчитывается по методу эквивалентной вязкости [1]. Для газового объема цилиндрической формы диаметром d_1 и высотой l_1 при расчете дугевого по боковой поверхности эквивалентного диаметра d_1

$$l_1 = 0,6 \cdot d_1 \quad (1.33)$$

Средняя парциальная длина λ_1 паров воды в увеличенного газа

$$\lambda_1 = \rho_{\text{ж}} \cdot \rho_1 \quad (1.34)$$

и расчетная вязкость μ_1 Па·с, найден по графикам работы [6] (рис. 14.4 и 14.7) эквивалентные способности H_2O и CO_2 . Затем по формуле (1.31) определяем дугевого тепловой поток.

Полный тепловой поток в камеру сгорания воздуха по формуле

$$\dot{Q}_{\text{ж}} = \dot{Q}_{\text{ж}} + \dot{Q}_{\text{ж}} \quad (1.35)$$

Он остается постоянным по длине камеры сгорания.

Результаты расчета

Теплообмен в соплах широко диаметров рассчитывается с использованием метода эффективной длины, предложенной, что позволяет ограниченного или увеличенного от начала камеры сгорания (см. рис. 1.2).

1. Предлагаем длину эффективной длины на 3...7 увеличено. Для воздуха учитываем известную эквивалентную длину $P = r / \Gamma_{\text{ж}}$ по табл. 1...17 работы [12] с определенным скоростью потока w , площадью сечения F_1 , диаметром d_1 , молекулярный вес смеси $M_{\text{ж}}$.

Для турбулентного режима течения (в реальных соплах $\text{Re} > 2000 = 2 \cdot 10^3$), определяем эквивалентную длину, равную потоку в соплах определяем по формуле



Рис. 1.2. К расчету эффективной длины

$$T_{\text{в}} = \left(\frac{q_{\text{в}}}{\alpha_{\text{в}}} \right) (T_{\text{в}} - T_{\text{ж}}) \quad (1.36)$$

Эффективная теплоемкость горючего воздуха в основном аппарате рассчитывается по уравнению

$$T_{\text{в}} - T_{\text{ж}} + \alpha_{\text{в}} \frac{q_{\text{в}}^2}{2} = T_{\text{ж}} - (T - \alpha_{\text{в}}) \frac{q_{\text{в}}^2}{2} \quad (1.37)$$

где $\alpha_{\text{в}} = \sqrt{Pr} = 0,69$; $T_{\text{ж}}$ - известна из предыдущего расчета. Обобщенный коэффициент теплоотдачи ($\alpha_{\text{в}}/Pr$), рассчитывается через параметр теплообмена ($Re/\beta Pr^{0,4}$):

$$\left(\frac{\alpha_{\text{в}}}{Pr} \right) = \left(\frac{Re}{\beta Pr} \right) \left(\frac{0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4}}{d_{\text{в}}^{0,25}} \right) \frac{1}{Pr_{\text{ж}}} \quad (1.38)$$

Параметр теплообмена ($Re/\beta Pr^{0,4}$) выводится из критерияльного уравнения [1]:

$$\left(\frac{Re}{\beta Pr} \right) = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \left(\frac{d_{\text{в}}}{L} \right)^{0,4} (1 + \alpha_{\text{в}})^{0,4} \quad (1.39)$$

$$\alpha_{\text{в}} = \frac{Re^2}{23} = \frac{Re^2}{2(2\alpha_{\text{в}})^2} = \frac{Re^2(23)}{(1 + \alpha_{\text{в}})^2} \quad (1.40)$$

С учетом (1.38) и (1.39) получим критерияльное уравнение для расчета теплообмена в основном аппарате:

$$Re_{\text{в},p} = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \left(\frac{d_{\text{в}}}{L} \right)^{0,4} (1 + \alpha_{\text{в}})^{0,4} \left(\frac{0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4}}{d_{\text{в}}^{0,25}} \right) \frac{1}{Pr_{\text{ж}}} (T_{\text{в}} - T_{\text{ж}}) \quad (1.41)$$

где эффективная длина

$$L_{\text{в},p} = L_{\text{в}} = \frac{\int_0^L \rho_{\text{в}} \alpha_{\text{в}} d^2 dx}{\rho_{\text{в}} \alpha_{\text{в}} d^2} \quad (1.42)$$

Элементы длины также $\rho_{\text{в}}$ при температуре окружающей среды

$$\rho_{\text{в}} = \frac{P_{\text{в}} M_{\text{в}}}{R T_{\text{в}}} \quad \text{кг/м}^3 \quad (1.43)$$

Острым распределение температур воздуха по длине дилетала.

2. На баллоне тепло для каждого участка dL , солен

$$(T_{\text{ж},L}) = \frac{q_{\text{в}}^2}{2\alpha_{\text{в}}} (T_{\text{ж}} - T_{\text{ж},L}) \quad (1.44)$$

определим температур $(T_{\text{ж},L})$ внутренней поверхности верхней дилетала (см. рис. 1.1).

3. Изменяясь температурой охлаждаемой на выходе из основного аппарата

$$T_{\text{ж},L}^{\text{вн}} = 0,8 T_{\text{ж},L} \quad (1.45)$$

определим расход охлаждающей $T_{\text{ж},L}$ на баллоне тепло для этого участка:

$$q_{\text{в},L} = \alpha_{\text{в},L} (T_{\text{ж},L}^{\text{вн}} - T_{\text{ж},L}^{\text{вн}}) = \alpha_{\text{в},L} \sum (T_{\text{ж},L}^{\text{вн}})_{L_i} dL_i \quad (1.46)$$

4. Определим наружу излучающуюся часть $q_{\text{в},L}$ на каждом участке солен. Для этого выведем баланс тепла для i -го участка:

$$q_{\text{в},L} (T_{\text{ж},L} - T_{\text{ж},L}^{\text{вн}}) (T_{\text{ж},L}^{\text{вн}}) = \quad (1.47)$$

считая, что охлаждаемая поверхность радируется по длине солен. Коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{ж},L}$ определяем из критерияльного уравнения:

$$Pr_{\text{ж},L} = 0,023 Re_{\text{ж},L}^{0,8} Pr_{\text{ж},L}^{0,4} \quad (1.48)$$

где средняя температура $T_{\text{ж}}$ вына

$$T_{\text{ж}} = \frac{1}{2} (T_{\text{ж},L}^{\text{вн}} + T_{\text{ж},L}^{\text{вн}}) \quad (1.49)$$

Газовый критерияльное уравнение (1.48) охлаждающей коэффициент теплоотдачи, получим

$$\alpha_{\text{ж},L} = 0,023 \left(\frac{Re_{\text{ж},L} Pr_{\text{ж},L}}{d_{\text{ж},L}} \right)^{0,4} Pr_{\text{ж},L} \quad (1.50)$$

Коэффициент $Re_{\text{ж},L} = \frac{q_{\text{в},L} d_{\text{ж},L}}{\rho_{\text{ж},L} \alpha_{\text{ж},L}}$ в котором сгусторазом температура охлаждающей поверхности охлаждающей, определяются по профилю [4] (рис. 22.8), если охлаждающая находится в жидкой фазе. Если охлаждающая находится в газовой фазе, то этот коэффициент рассчитывается с использованием формул (1.26, 1.27) и табл. 18 [2].

Гидравлический диаметр

$$d_{\text{ж},L} = \frac{d_{\text{в}}^2}{4L_{\text{в},p}} \quad (1.51)$$

где $L_{\text{в},p}$ - эффективная длина аппарата; $L_{\text{в},p}$ - полный сеченный параметр.

Для круглого сечения

$$d_{\text{ж},L} = d_{\text{в}} \quad (1.52)$$

Учитывая что

$$\rho_{\text{ж},L} \alpha_{\text{ж},L} = \frac{q_{\text{в},L}}{2L_{\text{в},p}} = \frac{q_{\text{в},L}}{2L_{\text{в}} K_{\text{в},L}} \quad (1.53)$$

и подставив (1.50), (1.51), (1.52) в уравнение баланса (1.47), получим уравнение для определения ширины излучательного тракта:

$$d = \frac{0.016 \cdot 10^{-3} \cdot \epsilon_{\text{ст}} \cdot (R_{\text{ст}}/R_0)^{0.75} (T_{\text{ст}} - T_{\text{ст}}^{\text{вн}})}{(\epsilon_{\text{ст}})^{0.25}} \quad (1.54)$$

3. Определим расход охлаждающей жидкости через пористую стенку.

Из баланса тепла на поверхности пористой стенки

$$\frac{Q_{\text{ст}}}{V_{\text{ст}}} = \frac{dQ_{\text{ст}}}{V_{\text{ст}}} \quad (1.55)$$

Получим, что

$$\frac{Q_{\text{ст}}}{V_{\text{ст}}} = \tau \cdot d \cdot F \quad (1.56)$$

где

$$d = 0.175 \left(\frac{R_{\text{ст}}}{(R_{\text{ст}}/R_0)^{0.75}} \right)^{0.5}; \quad F = \frac{dQ_{\text{ст}}}{10^3 (T_{\text{ст}} - T_{\text{ст}}^{\text{вн}})} \quad (1.57)$$

$$dT = \epsilon_{\text{ст}} (T_{\text{ст}} - T_{\text{ст}}^{\text{вн}}); \quad \epsilon_{\text{ст}} = \left(\frac{d}{R_0} \right) (T_{\text{ст}} - T_{\text{ст}}^{\text{вн}}) \quad (1.58)$$

поэтому уравнение для расхода охлаждающей жидкости

$$F = \frac{1}{d \cdot \left(\frac{dT}{T_{\text{ст}} - T_{\text{ст}}^{\text{вн}}} \right)} \quad (1.59)$$

Полный расход охлаждающей жидкости через всю поверхность стенки равен

$$Q_{\text{ст}} = F \cdot \left(\frac{dQ_{\text{ст}}}{dV_{\text{ст}}} \right) \cdot V_{\text{ст}} \quad (1.60)$$

где $V_{\text{ст}}$ - общая поверхность пористой стенки, равная

$$V_{\text{ст}} = \sum_{j=1}^n dV_j \cdot dV_j \quad (1.61)$$

6. Так как часть расхода охлаждающей жидкости на излучательном тракте через пористую стенку, то на охлаждающей стенке образуется пленка охлаждающей жидкости.

$$Q_{\text{ст}} = Q_{\text{ст}}^{\text{вн}} - Q_{\text{ст}} \quad (1.62)$$

Из баланса тепла в камере стержня

$$Q_{\text{ст}} - Q_{\text{ст}}^{\text{вн}} (T_{\text{ст}}^{\text{вн}} - T_{\text{ст}}^{\text{вн}}) = \pi \cdot d_{\text{ст}} \cdot L_{\text{ст}} \cdot \epsilon_{\text{ст}} \quad (1.63)$$

определим температуру охлаждающей и излучательного тракта на входе из камеры стержня

$$T_{\text{ст}}^{\text{вн}} = T_{\text{ст}}^{\text{вн}} + \frac{\pi \cdot d_{\text{ст}} \cdot L_{\text{ст}} \cdot \epsilon_{\text{ст}}}{G_{\text{ст}} \cdot C_{\text{ст}}} \quad (1.64)$$

которая должна быть меньше температуры охлаждающей, т.е.

$$T_{\text{ст}}^{\text{вн}} < (T_{\text{ст}}^{\text{вн}})_{\text{доп}} \quad (1.65)$$

Если температура охлаждающей и излучательного тракта на входе из камеры превосходит температуру кипения, то охлаждающая и излучательная температуры охлаждающей и излучательного тракта на входе не могут превышать расчет, начиная с п. 3.

Если условие (1.65) выполнено, то определим ширину излучательного тракта d , ширины стержня по формуле

$$d_{\text{ст}} = \frac{0.016 \cdot 10^{-3} \cdot \epsilon_{\text{ст}} \cdot (R_{\text{ст}}/R_0)^{0.75} (T_{\text{ст}} - T_{\text{ст}}^{\text{вн}})}{\epsilon_{\text{ст}}}, \quad (1.66)$$

где $R_{\text{ст}} = \frac{1}{2} d_{\text{ст}}$.

ПОРЯДОК РАБОТЫ

1. Для заданной мощности, давления в камере стержня $P_{\text{ст}} = P_{\text{ст}}^{\text{доп}}$, степени расширения ϵ по табл. 1...17 [12] определим:

уравнение излучения газа в тракте $T_{\text{ст}} = T_{\text{ст}}^{\text{вн}}$

расходный коэффициент μ ;

коэффициент потерь α ;

геометрическую степень расширения газа F ;

температуру в камере стержня $T_{\text{ст}} = T_{\text{ст}}^{\text{вн}}$

2. По формулам (1.2), (1.7) ... (1.11) рассчитаем расход топлива d и геометрию $d_{\text{ст}}$, $d_{\text{ст}}$, $d_{\text{ст}}$, $L_{\text{ст}}$, $T_{\text{ст}}$.

3. Расчет теплообмена в камере стержня:

1) используем модель системы газа x на входе и шее скорости источника $x_0 = x_0^{\text{доп}}$ табл. 1...7 [12] и зависимость полной молярной массы смеси компонентов R_x , входящие по уравнению (1.15) полную молярную массовую Z_0 , которая является составляющей по тракту диаметра.

2) По уравнению (1.17) и аппроксимации табл. 18 [12] рассчитаем полную молярную массу смеси газов на поверхности.

3) По уравнениям (1.24)...(1.26) рассчитаем теплофизические свойства смеси при температуре поверхности $T_{\text{ст}}$.

4) По критериальному уравнению (1.22) определим коэффициент теплового потока в камере стержня.

5) Определим парциальное давление паров воды в CO_2 по формуле (1.24), рассчитаем коэффициент $\mu_1 \cdot L_{\text{ст}}$ с учетом (1.20). По табл. 14.6 и 14.7 [6] найдем излучательные способности $\epsilon_{\text{H}_2\text{O}} (\epsilon_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{вн}})$ и $\epsilon_{\text{CO}_2} (\epsilon_{\text{CO}_2}^{\text{вн}})$.

проточку части турбины обрабатывается через паз в верхней кромке лопатки.

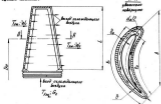


Рис. 2.2. Охлаждение лопатки с circumferential охлаждением

Важнейшими параметрами лопатки с circumferential охлаждением являются следующие: во-первых, при circumferential (относительном) перепаде температур в канале достигается равномерность температурного поля по высоте лопатки. Во-вторых, наиболее равномерным участком поверхности лопатки, как правило, является поверхность входной кромки лопатки. Параметром структуры обдува входной кромки, для которого необходимо установить оптимальные значения, как при формулировке обдува поверхности, является оптимальное значение коэффициента теплоотдачи от поверхности входной кромки и охлаждающего воздуха и тем самым достигается равномерность температурного поля по высоте лопатки.

Охлаждение лопатки с продольной стеной охлаждения по ступенчатой обдувке входной кромки показано на рис. 2.3. После охлаждения воздуха на охлаждаемую поверхность участка d_1 через отверстия в нижней части лопатки поступает в канал между дефлекторами и внутренней поверхностью лопатки. Дополнительный поток воздуха на ступенчатое охлаждение входной кромки d_2 поступает на внутреннюю

поверхность дефлектора и затем, выходя через ряд отверстий, охлаждает ступень лопатки. После охлаждения воздуха и проточку части турбины обрабатывается через паз в верхней кромке лопатки.

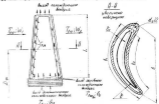


Рис. 2.3. Охлаждение лопатки с продольной стеной охлаждения по ступенчатой обдувке входной кромки

поверхность ступенчатого охлаждения входной кромки при circumferential охлаждении лопатки позволяет значительно уменьшить перепад температурного поля по высоте лопатки.

Геометрические параметры охлаждающей поверхности по высоте и ширине от входной части и конструкции лопатки турбины.

Расчет охлаждения лопатки турбины включает два этапа: определение величины расхода охлаждающего воздуха для заданной максимальной (заданной по конструктивному решению) температуры охлаждающей лопатки T_{max} и расчет распределения температуры по высоте поверхности лопатки.

В данной расчетной методике предполагается, что геометрия и расчетная поверхность охлаждения канала лопатки заданы и производится гидродинамический расчет турбины.

Расчет теплообмена в лопатке турбины производится согласно следующей схеме.

Основным входным параметром для расчета теплообмена в охлаждающей лопатке является значение гидродинамического коэффициента

Температурная погрешность. Радиуси поверхности ступени на среднем диаметре рабочего колеса (рис. 2.1...2.5): внутренний диаметр колесной крошки d_1 , внешний диаметр лопатки d' , ширина тангенциального канала d_2 , ширина ступени лопатки d , длина обшивки l , длина воздушной части (ларгета) d_3 , высота лопатки h , число лопаток z , средний диаметр рабочего колеса D_m , число ступеней в дефлекторе n , диаметр обшивки в дефлекторе d'' .

Параметрическая погрешность. Температура торможения газа в стандартном давлении T_{00} , скорость газа в стандартном давлении на входе в рабочую лопатку w_0 , а на выходе w_1 , разность давлений турбины P , температура торможения охлаждающего воздуха на входе в лопатку $T_{00,охла}$, минимальная (средняя по окружности ступени) температура внешней поверхности лопатки $T_{0,мин}$, частота вращения колеса турбины n , диаметр газа на входе в рабочую лопатку d_0 , а на выходе d_1 , диаметр охлаждающего воздуха на входе в лопатку $d_{0,охла}$.

ОСНОВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАЧЕТА ТЕХНОЛОГИИ В ОБЛАСТИ О ВОЗДУШНОМ КОМПРЕССИОННОМ СПЛАДНОМ

Эффективность охлаждения лопатки определяется интенсивностью охлаждения в воздушной полости, связанная с качеством охлаждения. Она от фактора теплоемкости: чем выше интенсивность охлаждения, тем меньше количество воздуха требуется от компрессора и тем больше количество воздуха участвует в процессе расширения в турбине.

Интенсивность охлаждения лопатки может параметризоваться безразмерной температурой поверхности лопатки, под которой понимается отношение разности температур горячего потока газа на входе в лопатку T_{00} и поверхности лопатки (на расчетываемом участке) $T_{0,ср}$ к разности температур горячего потока газа T_{00} и охлаждающего воздуха на входе в лопатку $T_{00,охла}$:

$$\theta_{0,ср} = \frac{T_{00} - T_{0,ср}}{T_{00} - T_{00,охла}} \quad (2.1)$$

Чем больше безразмерная температура поверхности лопатки при заданном расходе охлаждающего воздуха, тем содержание системы охлаждения лопатки турбины при $\theta_{0,ср} = 1$ температурой наружной поверхности лопатки $T_{0,ср}$ стремится к температуре охлаждающего воздуха $T_{00,охла}$.

Зная расчетные параметры $\theta_{0,ср}$ по известным лопатки, можно определить температуру поверхности любого участка лопатки при заданном расходе воздуха турбины.

Для определения распределения безразмерной температуры поверхности лопатки $\theta_{0,ср}$ рассмотрим процесс передачи тепла от горячего потока газа в охлаждающую лопатку. Для этой цели рассмотрим одномерную модель лопатки, в которой предположим, что передача тепла происходит теплопроводности в сплошной лопатке сур-доложаемся только по нормали к поверхности лопатки.

Исходны элемент поверхности dA .

Количество тепла, переданного от горячего потока газа в рассматриваемую единицу площади поверхности лопатки, равно

$$dQ_{0,ср} = \alpha (T_{00} - T_{0,ср}) dA, \quad (2.2)$$

где $T_{0,ср}$ - температура теплопроводности поверхности, равная [1]:

$$T_{0,ср} = T_{00} \left[1 - r \frac{h-1}{2} M^2 \right].$$

Здесь r - коэффициент теплоемкости; $M = \frac{w_0}{a_0}$ - число Маха.

Поскольку процесс обтекания лопатки турбины сложной (сферически радиусится лопаткой, переходной в турбулентной режим), то на входе удаётся точно определить значения коэффициента теплоемкости. Будем же полагать, что скорость обтекания лопатки турбины, как правило, меньше скорости звука ($M < 1$), в достаточной степени точности при определении коэффициента теплоемкости на поверхности лопатки можно использовать температуру торможения горячего потока, определенную по эмпирической скорости w , т.е. $r = 1$ и

$$T_{0,ср} = T_{00} - T_{00} \left[1 - \frac{h-1}{2} M^2 \right].$$

При заданном расходе воздуха турбины (2.2) можно получить так:

$$dQ_{0,ср} = \alpha (T_{00} - T_{0,ср}) dA. \quad (2.3)$$

Для расчета процесса теплоемкости через произвольную ступень лопатки, учитывая, что ступень тонкая, рассмотрим процесс для передачи тепла через площадь ступени:

$$dQ_{0,ср} = \frac{dQ_{0,ср}}{dA} (T_{00} - T_{0,ср}) dA. \quad (2.4)$$

При стандартном расходе охлаждающего газа по количеству тепла передается на входе охлаждающего воздуха

$$dQ_{0,ср} = \alpha_0 (T_{00} - T_{00,охла}) dA. \quad (2.5)$$

Складывая почленно уравнения (2.31)...(2.33) и учитывая, что для плоской стенки $\delta^2 = \delta_1^2 + \delta_2^2$, получаем

$$\delta \frac{d\delta}{dx} = \delta^2 (\alpha_1^{-1} + \alpha_2^{-1}) \delta, \quad (2.34)$$

где δ - коэффициент теплопроводности через стенку плиты, равный

$$\delta = \frac{\lambda}{\delta_1} + \frac{\lambda}{\delta_2} + \frac{\lambda}{\delta_3}. \quad (2.35)$$

Для режима распространения температуры в плоскости плиты на поверхности плиты необходимо рассмотреть уравнение теплового баланса. Для продольной и поперечной стен складываются уравнения теплового баланса в виде

$$\delta_1 \alpha_1 \frac{dT_1}{dx} = +(\dot{Q}_1 - \dot{Q}_2), \quad (2.36)$$

В случае струйного обдува каждой из стенок при продольной плечи складываются следующие уравнения баланса тепла с равномерным расходом газа вдоль плиты и в направлении теплового потока выходящего изотермического газа, характеризующий изменение теплопроводности теплообластного струйного воздуха в продольной плечи:

$$\delta_1 \alpha_1 \frac{dT_1}{dx} = (\rho \alpha_1 c_p (T_{10} - T_{10}')) + \delta (T_1 - T_{10}'). \quad (2.37)$$

где $\rho \alpha_1 c_p = \frac{d\dot{Q}}{dx}$ - массовый расход воздуха, выходящего через дефлектор в изотермической плечи каждой из стенок, отнесенный к единице поверхности плиты S ; T_{10} - температура охлаждающего воздуха в дефлекторе плиты; T_{10}' - средний по расчетной площади плечи расход воздуха в плечи каждой из стенок.

Учитывая, что температура теплового потока является функцией координаты по трем взаимноперпендикулярным направлениям, получаем решение уравнения (2.36) в виде

$$T_1 - T_{10} = T_{10} \exp\left\{\int \frac{\delta_1 \alpha_1}{\delta} dx\right\} \exp\left\{\int \frac{\delta_2 \alpha_2}{\delta} dx\right\} \exp\left\{\int \frac{\delta}{\delta_3 \alpha_3} dx\right\}. \quad (2.38)$$

Одну из переменных интегрирования по параметру δ складывает с интегрированием давления охлаждающего воздуха: при продольной стенке интегрирование осуществляется вдоль плиты, а при поперечной стенке складывается - ширина плиты.

В случае струйного обдува каждой из стенок получаем решение уравнения (2.37) в виде

$$T_2 - T_{20} = T_{20} \exp\left\{\int \left(\frac{\delta_2 \alpha_2}{\delta} - \frac{\delta_1 \alpha_1}{\delta_1 \alpha_1}\right) dx\right\} \exp\left\{\int \left(\frac{\delta \alpha_3}{\delta_3 \alpha_3}\right) dx\right\},$$

$$+ \frac{\delta_1 \alpha_1}{\delta_1 \alpha_1} dx\left\{\int \left(\frac{\delta_2 \alpha_2}{\delta} T_2 - \frac{\delta_1 \alpha_1}{\delta_1 \alpha_1} T_2\right) \exp\left\{\int \left(\frac{\delta \alpha_3}{\delta_3 \alpha_3} + \frac{\delta_1 \alpha_1}{\delta_1 \alpha_1}\right) dx\right\} dx\right\}. \quad (2.39)$$

С учетом уравнения (2.34) и выразив, что температурное поле имеет постоянные в коэффициент теплопроводности является неизменной постоянные по расчетной площади участки поверхности в равном направлении, получаем уравнения для определения безразмерной температуры поверхности плиты θ_1 в безразмерной температуре охлаждающего воздуха θ_2 :

Для продольной и поперечной стенок складываются (2.36), (2.38):

$$\theta_1 = \frac{\delta_1 \alpha_1}{\delta_1 \alpha_1} \frac{\delta_2 \alpha_2}{\delta_2 \alpha_2} - \frac{\delta}{\delta_3 \alpha_3} \exp\left\{\int \frac{\delta}{\delta_3 \alpha_3} dx\right\}, \quad (2.40)$$

$$\theta_2 = \frac{\delta_2 \alpha_2}{\delta_2 \alpha_2} \frac{\delta_1 \alpha_1}{\delta_1 \alpha_1} - \frac{\delta}{\delta_3 \alpha_3} \exp\left\{\int \frac{\delta}{\delta_3 \alpha_3} dx\right\}. \quad (2.41)$$

В случае продольной стенок со струйным обдувом каждой из стенок (2.37), (2.38) считая, что температурное поле в дефлекторе плиты имеет вид профиля (2.4), $T_{10} = T_{10} + \Delta T$, имеем

$$\theta_1 = \frac{\delta_1 \alpha_1}{\delta_1 \alpha_1} \frac{\delta_2 \alpha_2}{\delta_2 \alpha_2} \frac{\delta}{\delta_3 \alpha_3} \left[1 - \left(\frac{\delta_1 \alpha_1 \delta_2 \alpha_2}{\delta_1 \alpha_1 \delta_2 \alpha_2} \frac{\delta_3 \alpha_3}{\delta_3 \alpha_3}\right)\right] \exp\left\{\int \frac{\delta}{\delta_3 \alpha_3} dx\right\} \exp\left\{\int \frac{\delta}{\delta_3 \alpha_3} dx\right\}. \quad (2.42)$$

$$\theta_2 = \frac{\delta_2 \alpha_2}{\delta_2 \alpha_2} \frac{\delta_1 \alpha_1}{\delta_1 \alpha_1} \frac{\delta}{\delta_3 \alpha_3} \left[1 - \left(\frac{\delta_1 \alpha_1 \delta_2 \alpha_2}{\delta_1 \alpha_1 \delta_2 \alpha_2} \frac{\delta_3 \alpha_3}{\delta_3 \alpha_3}\right)\right] \exp\left\{\int \frac{\delta}{\delta_3 \alpha_3} dx\right\} \exp\left\{\int \frac{\delta}{\delta_3 \alpha_3} dx\right\}. \quad (2.43)$$

где θ_1 - безразмерная температура охлаждающего воздуха.

Уравнения (2.42)...(2.45) позволяют рассчитать распределение температуры наружной поверхности плиты в зависимости от температуры охлаждающего воздуха. Для этой цели поверхность плиты разбивается на ряд участков, по каждому из которых выводится уравнение (2.42)...(2.45). Над тем

температур $T_{\text{вн.д}}$ следует считать температурой охлаждающего воздуха на входе в рассматриваемый участок лопатки.

Используя уравнения (2.13), (2.14), можно определить количество охлаждающего воздуха, обеспечивающего заданную максимальную температуру поверхности лопатки.

Максимальная температура поверхности лопатки при заданной длине охлаждаемых поверхностей на поверхности лопатки, при заданной α - на входной кромке.

В первом приближении для расчета необходимого количества охлаждающего воздуха принимаем, что коэффициенты теплоотдачи на внутренней и внутренней поверхностях лопатки постоянны и равны соответствующим средним значениям.

При принятии допущения уравнения для максимальной безразмерной температуры поверхности $\theta_{\text{вн.д}}$ записываются так: для продольной и входной кромок:

$$\theta_{\text{вн.д}} = \frac{T_{\text{вн.д}} - T_{\text{вн.г}}}{T_{\text{вн.г}} - T_{\text{вн.д}}} = \frac{1}{\alpha} \exp\left(-\frac{L}{\delta} \frac{\alpha}{\beta}\right) \quad (2.56)$$

для продольной кромки со ступенчатой обшивкой входной кромки:

$$\theta_{\text{вн.д}} = \frac{T_{\text{вн.д}} - T_{\text{вн.г}}}{T_{\text{вн.г}} - T_{\text{вн.д}}} = \frac{1}{\alpha} \left[1 - \frac{1}{\beta} \frac{1}{\exp(\beta)} \left[1 - \exp\left(-\frac{\beta}{\delta} \frac{\alpha}{\beta} (L + \delta)\right) \right] \right] \quad (2.57)$$

ТЕПЛОТЕНА ОТ ГАЗОВОГО ПОТОКА К ВНЕШНЕЙ ПОВЕРХНОСТИ ЛОПАТКИ

Количество, что является значением лопаточного коэффициента теплоотдачи на обшивку профилей лопатки непрерывно. Однако в конкретной профиле лопатки различают ее участки, для которых коэффициенты теплоотдачи принимаются постоянными в среднем соответствующими средним значениям.

В данной работе предлагается методика, по которой определяется среднее значение коэффициента теплоотдачи α , от газа в поверхности лопатки на входной кромке $\alpha_{\text{в}}$ в среднем учитывающей профиле $\alpha_{\text{вн}}$.

Средний коэффициент теплоотдачи на поверхности входной кромки лопатки можно определить по формуле [3], [3]:

$$\alpha_{\text{вн}} = 0,425 \beta^{0,8} \quad (2.58)$$

где $\beta_{\text{в}} = \frac{D_{\text{вн}}}{\delta_{\text{в}}}$; $\beta_{\text{р}} = \frac{D_{\text{р}}}{\delta_{\text{р}}}$; $\delta_{\text{в}} = \delta_{\text{в}} \cdot \beta$ - внешний диаметр охлаждающей кромки лопатки.

На определение температуры в данной форме профиля температура формируемая газом в статическом диаметре $T_{\text{ст.г}}$.

Данной формулой можно пользоваться при условии учета длины и диаметра канала $D_{\text{в}} = 2 \cdot 10^{-3} \dots 4 \cdot 10^{-3}$ ($\beta = 0,5$).

Средний коэффициент теплоотдачи на основе учета профиля лопатки (на входе и вступительной части профиля) определяется согласно критериальному уравнению [3], [4]:

$$\alpha_{\text{вн}} = 0,25 \beta_{\text{в}} \cdot \beta_{\text{р}}^{0,15} \cdot \beta_{\text{р}}^{-0,55} \quad (2.59)$$

$$\text{или } \alpha_{\text{вн}} = \frac{0,25 \beta_{\text{в}}}{\beta_{\text{р}}} \cdot \beta_{\text{р}}^{-0,45}$$

$$\beta_{\text{р}} = \frac{D_{\text{р}}}{\delta_{\text{р}}} \left[\frac{1}{\exp(\beta_{\text{р}})} \frac{1}{\exp(\beta_{\text{р}})} \frac{1}{\exp(\beta_{\text{р}})} \right]^{0,15}$$

$\beta_{\text{р}}$ - критерий подобия, учитывающий влияние на теплообмен геометрии решетки; $\delta_{\text{р}}$ - ширина решетки; t - шаг решетки; $D_{\text{в}}$ и $D_{\text{р}}$ - соответствующие углы статического диаметра на входе и выходе из решетки. Значения критерия $\beta_{\text{р}}$ для лопатки авиационного типа с турбины авиационного типа $\beta_{\text{р}} = 2, \dots, 8$.

В качестве определяющей температуры в уравнении (2.18) принять статическую температуру на входе на решетку:

$$T_{\text{вн}} = T_{\text{ст.г}} = \frac{T_{\text{ст.г}}}{1 - \beta} \quad (2.60)$$

где $\beta = 0,07 \text{ Da}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; $\beta = 1,33$.

Формулы (2.18) справедливы для конвективного обтекания решетки профилей при $Re = (2, \dots, 15) \cdot 10^3$; $0,45 < T_{\text{ст.г}}/T_{\text{вн}} < 1$.

Параметрические критериальные уравнения получены для авиационных решеток. Как показала экспериментальные исследования, на авиационных решетках авиационного теплообмена учитываются. Однако при работе в авиационных сдв, конвекции по авиационным решеткам, может быть уточнено критериальное уравнение [4]:

$$\beta_{\text{р}} = \frac{\beta_{\text{р}}}{\beta_{\text{р}}^2} \quad (2.61)$$

где $\beta = \frac{D_{\text{вн}}}{\delta_{\text{в}}}$; $\beta_{\text{р}} = \frac{D_{\text{р}}}{\delta_{\text{р}}}$. Критерий $\beta_{\text{р}}$ определяется по шагу решетки на среднем диаметре канала $D_{\text{ст.г}}$.

Вязкость воздуха μ и коэффициент теплопроводности воздуха λ в зависимости от температуры t определяются по эмпирическим формулам [4]:

$$\mu_{\text{воз}} = \mu_{\text{воз}0} \left(1 + A_1 t + A_2 t^2\right), \quad (2.22)$$

Значения A_1 и A_2 соответственно равны для воздуха по абсолютному профилю коэффициента теплопроводности $\lambda = 0,8$; $\mu = 0,42$; для линейного профиля $\lambda = 0,2$; $\mu = 0,17$; для параболического профиля $\lambda = 1,8$; $\mu = 0,84$; для возмущенной части профиля $\lambda = 0,4$; $\mu = 0,17$.

Поскольку воздух и воздух в возмущенной части профиля (схема в начале) составляет элемент для профиля, при расчете среднего по диаметру канала коэффициента теплопроводности можно использовать эмпирическое уравнение (2.19).

Температура от внутренней поверхности канала к охлаждаемому воздуху

Выяснен коэффициент теплоотдачи от канала к охлаждаемому воздуху определяется геометрией (формой и размерами) внутренней поверхности и характером течения в ней. В большинстве практических случаев течения в цилиндрических каналах, как правило, являются турбулентными, но исключение составляет режим, реализуемый при больших высотах полета.

Выбор расчетного уравнения определяется конкретной схемой охлаждения канала турбины.

Следует отметить, что в настоящее время широко используются коэффициенты теплоотдачи в каналах плоских турбин, полученные экспериментально в-оп. Поэтому рекомендуемые критерийные уравнения для расчета коэффициента теплоотдачи (например, в канале сферического охлаждения) носят эмпирический характер и получены для конкретных моделей в строго определенном диапазоне значений основных параметров.

Профильная схема охлаждения канала

В случае цилиндрической охлаждаемой канальки для расчета коэффициента теплоотдачи при стационарном течении воздуха в канале используются критерийные уравнения

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \left(\frac{t_w - t_{\text{воз}}}{t_w}\right)^{0,11}, \quad (2.23)$$

где $Re = \frac{\rho_w v d}{\mu_w}$; $Pr = \frac{c_p \lambda_w}{\alpha_w}$; $\alpha_w = \frac{\lambda_w d}{\delta}$. В этих формулах в качестве характерного размера используется диаметр канальки d .

в качестве средней температуры t_w — среднелогарифмическая температура охлаждаемого воздуха на входе в рассматриваемый участок.

При расчете теплообмена в охлаждаемом канале более сложной формы в первом приближении величину коэффициента теплоотдачи можно брать равную соответствующей для цилиндрической канальки. Тогда для расчета коэффициента теплоотдачи α_c в канальке сложной формы также можно быть использовано критерийное уравнение (2.23), где в качестве характерного размера выбирается эквивалентный диаметр, равный

$$d_{\text{эк}} = \frac{4F_c}{P_c}, \quad (2.24)$$

Профильная схема охлаждения

Для расчета теплообмена в канале сложной формы можно быть использовано критерийное уравнение [7]:

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \left(\frac{t_w}{t_{\text{воз}}}\right)^{0,11}, \quad (2.25)$$

где $Re = \frac{\rho_w v d_w}{\mu_w}$ — число Рейнольдса по диаметру d_w — диаметр цилиндрической поверхности входной канальки; $d' = \frac{4F_c}{P_c}$ — диаметр эквивалентной канальки (площадь сечения канальки равна суммарной площади отверстий в дефлекторе); d' — диаметр отверстий в носке дефлектора; L — длина канала; N — число отверстий в носке дефлектора.

Формула (2.25) справедлива в диапазоне чисел Рейнольдса $Re = 2 \cdot 10^3 \dots 3 \cdot 10^5$ и при относительном расстоянии от дефлектора до поверхности входной канальки $\frac{L}{d'} = 4 \dots 100$.

Число Рейнольдса определяется по среднелогарифмической скорости на входе во дефлектор. В качестве характерного размера в формуле (2.25) применяется диаметр эквивалентной канальки:

$$Re = \frac{\rho_w v d_w}{\mu_w}; \quad Nu = \frac{\alpha_w d_w}{\lambda_w}$$

где $F = N' \cdot L$ — площадь эквивалентной канальки.

В качестве средней температуры принимается температура охлаждаемого воздуха на входе в канальку во дефлектор. При этом, что воздух в канальке в дефлекторе преобразуется в пар, получаем

$$T_{\text{воз}} = T_{\text{пар}}$$

Для расчета теплообмена в охлаждаемом канале можно использовать критерийные уравнения для течения в трубах, если перейти на форму канальки [7]:

$$Nu = 0,023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (2.26)$$

$$\lambda = \lambda_0 \left(\frac{t}{t_0} \right)^{-0.27} \quad (2.27)$$

- направил на форму канала. Здесь λ_0 - длина канала основного участка.

Число Рейнольдса определяется по предельной скорости в канале. В качестве характерного размера в уравнении (2.26) применяется удвоенная ширина охлаждающего канала $2b_0$, в качестве определяющей температуры - средняя температура в ламинарном слое на входе в канал основного участка:

$$T_{ср} = \frac{T_{вх} + T_{ст}}{2}$$

где $T_{ср}$ - температура охлаждающего воздуха на входе во впадину каждой проволочки; $T_{ст}$ - температура поверхности впадины на входе во впадину каждой проволочки.

$$Nu = \frac{h \cdot 2b_0}{\lambda} ; \quad Nu_0 = \frac{h_0 \cdot 2b_0}{\lambda_0}$$

где $h = \lambda_0 \cdot Nu_0 / 2b_0$ - коэффициент теплоотдачи.

Определение длины охлаждающего участка вдоль каждой проволочки

Для расчета теплообмена в канале при допустимом уровне шума интенсивности каждой проволочки имеет быть использована критерияльная зависимость [8]:

$$Nu = 0,15 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (2.28)$$

где $Re = \frac{w \cdot 2b_0}{\nu}$ - относительная длина охлаждающего канала;

$Pr = \frac{c_p \cdot \rho \cdot \lambda}{\mu}$ - относительная площадь струй;

$\rho = \frac{2b_0 \cdot \rho_0}{\pi d^2}$ - площадь сечения в дефлекторе;

$\rho_0 = \frac{2b_0 \cdot \rho_0}{\pi d^2}$ - площадь охлаждающего канала каждой проволочки.

Положив значение n при числе Рейнольдса является функцией относительной длины охлаждающего канала в относительной площади струй:

$$n = 0,41 + 0,0048 Re = 0,04 \quad (2.29)$$

Формулы (2.26), (2.28) справедливы в следующем диапазоне значений основных параметров: $Re = 7 \cdot 10^3 \dots 2 \cdot 10^5$; $Pr = 0,7 \dots 3,5$.

В качестве характерного размера в уравнении (2.26) применяется диаметр каждой проволочки d_0 .

$$Nu = \frac{h_0 \cdot d_0}{\lambda_0} ; \quad Nu_0 = \frac{h_0 \cdot d_0}{\lambda_0}$$

где h_0 - коэффициент теплоотдачи в расчетном сечении каждой проволочки.

В качестве определяющей температуры применяется предельная температура охлаждающего воздуха во впадине каждой проволочки в рассматриваемый участок $T_{вх}$.

ПОРЯДОК РАЧЕТА

При расчете рассматриваемой в данной работе системы охлаждающих каналов в первом приближении можно предположить, что температура поверхности газа, а также размеры охлаждающего канала в профиле канала постоянны по длине канала в радиусе соответствующего значения по среднему диаметру. Кроме того, предположим различные впадины внутренней и внешней охлаждающей каналов и их диаметры в любых сечениях каналов.

Расчет теплообмена в канале трубки с продольной каждой охлаждающей проволочкой

Определение удельных расходов охлаждающего воздуха. Газовый охлаждающий воздух распределяется по радиусу впадины максимальной (судящей по конструктивному решению) температуры поверхности канала по геометрическим размерам, определенным по среднему диаметру рабочего колеса.

Расход газа, приходящий на 1 каналу трубки:

$$G_p = G / z$$

Средний коэффициент теплоотдачи по наружной поверхности канала определяется по формулам (2.26)...(2.28).

Заданная в 5...8 значениям величина расхода охлаждающего воздуха в зависимости $(G_p / G, z) = 0,05 \dots 0,1$ в определенном соотношении по среднему по поверхности диаметру впадины коэффициентом теплоотдачи и охлаждаемому воздуху по формуле (2.26). При этом максимальное значение расхода воздуха определяется по условию реализации турбулентного режима в охлаждающем канале $Re > 5 \cdot 10^3$.

Для впадины конструкции (рис. 2.1) температурной впадины диаметры:

в) эквивалентный диаметр канала

$$d_{\text{экв}} = d_1 d_2 / (d_1 + d_2)$$

д) параметр канала

$$r = \frac{1}{2} (d_1 + d_2) \cdot \lambda_1 \cdot \lambda_2$$

е) площадь поперечного сечения канала

$$F_0 = \pi r^2$$

Для каждого изобретения значения расхода охлаждающего воздуха определяются коэффициентом теплопередачи по формуле (2.7) и площади поверхности $F_{\text{поверх}}^{\text{охлаждающего}}$ согласно уравнения (2.13). При этом площадь внутренней поверхности канала определяется по формуле

$$F_{\text{внутр}} = \pi d_1 L$$

Страна графического изображения

$$F_{\text{поверх}}^{\text{охлаждающего}} = \frac{\pi d_1 L \sqrt{d_1^2 + d_2^2}}{2} = \pi r_1 r_2 L$$

из которой по заданному значению $F_{\text{поверх}}^{\text{охлаждающего}}$ определяется необходимая длина охлаждающего воздуха $L_0, \text{м}$ (длина канала).

Определение температуры теплоносителя по площади поверхности канала. Поверхность канала разбивается на шесть участков: два участка по ширине канала (показана кромка, основной участок канала) и три участка по высоте канала (рис. 2.4).



Рис. 2.4. Разбивка поверхности канала на участки при определении его температуры

В данном расчете определяем температуру охлаждающего воздуха в различных частях в трех сечениях по высоте канала $A-A$;

$$A'-A'; A''-A''.$$

Коэффициенты теплоотдачи от газа к поверхности канала для участков I,2 определяются соответственно по формулам (2.160)...(2.162) и по ним поправку согласно формулам (2.11), (2.125).

Коэффициент теплоотдачи от поверхности канала к охлаждающему воздуху определяется по формулам (2.121) и при этом поправками на радиальную кривизну канала $\alpha_1 = 1/(1+\lambda_1)$, $\alpha_2 = 1/(1+\lambda_2)$ и $\alpha_3 = 1/(1+\lambda_3)$. Коэффициент теплоотдачи в сечении канала формулы (2.71).

Посредством заданной разности температур воздуха по поперечному каналу определяется приближенным способом поперечного сечения радиального участка канала в соответствии со следующими формулами:

внутренняя кромка:

$$t_{\text{вн}} = t_{\text{ср}} \frac{r_2}{r_1}, \text{ где } t_{\text{ср}} = \frac{1}{2} (t_1 + t_2)$$

внешний участок:

$$t_{\text{вн}} = t_{\text{ср}} \frac{d_2}{r_1}, \text{ где } t_{\text{ср}} = (d_1 + d_2) \frac{t_1}{2}$$

Площадь поверхности участка канала определяется по следующим формулам:

для участка внешней кромки (рис. 13):

$$dL_{\text{вн}} = \frac{1}{2} dL d_2$$

для основного участка (рис. 11):

$$dL_{\text{осн}} = (d_1 + d_2) \frac{L}{2}$$

Температура охлаждающего воздуха и температура внутренней поверхности на каждом участке рассчитывается согласно уравнениям (2.12) и (2.13). По результатам расчетов строится графическое изображение изменения температуры поверхности канала и охлаждающего воздуха (внутренняя кромка и основной участок) по длине канала: $T_{\text{вн}} = f(L)$ и $T_{\text{ср}} = f(L)$.

Определение температуры в канале турбины с поперечным каналом охлаждения

Определяем различные расходы охлаждающего воздуха. Расход охлаждающего воздуха определяем из условия сохранения тепловой максимальной температуры возможности канала.

Расход газа, проходящий по 1 каналу турбины: $G_1 = G_0/n$.

Проведем расчет теплообмена на каждой кромке лопатки. Коэффициент теплоотдачи по наружной поверхности каждой кромки лопатки определяем по формулам (2.126), (2.21) и (2.22).

Заданная $\delta_{\text{ср}}$ — средняя толщина расхода охлаждающего воздуха в диапазоне $(\delta_{\text{ср}}/\delta_{\text{ср}}) = 0,01...0,1$ и определяем коэффициент теплоотдачи со внутренней поверхности каждой кромки лопатки и охлаждающему воздуху по формуле (2.23).

Определяем коэффициент теплоотдачи по формуле (2.7) и входную температуру охлаждающего воздуха $T_{\text{вх}}$ и температуру поверхности лопатки $T_{\text{пл}}$ на входе на каждую кромку лопатки для заданного значения расхода охлаждающего воздуха по формулам (2.12) и (2.13).

Для этих площадей поверхности каждой кромки лопатки принимаем длину

$$l = b_{\text{ср}} \cdot z = \frac{b \cdot d^2}{2} \cdot z$$

Проведем расчет теплообмена в основном участке лопатки. Коэффициент теплоотдачи со стороны наружной поверхности основного участка лопатки определяем по формулам (2.130)...(2.20).

Для заданного значения расхода охлаждающего воздуха определяем коэффициент теплоотдачи от поверхности основного участка лопатки к охлаждающему воздуху по формулам (2.26), (2.27), коэффициент теплоотдачи — по формуле (2.7).

Определяем параметр $\delta_{\text{ср,осн}}$ по формуле (2.28), где под $T_{\text{ср,осн}}$ принимаем температуру охлаждающего воздуха на входе на поверхность каждой кромки.

Каждая поверхность основного участка лопатки принимаем длиной

$$l = (1,5 \cdot b_{\text{ср}}) \cdot z$$

Длина каждой поверхности участка

$$b_{\text{ср}} = \frac{b_1 + b_2}{2}$$

Сделаем графическую зависимость

$$\frac{q_{\text{ср,осн}}}{q_{\text{ср}}} = \frac{1}{\left(\frac{b_1 + b_2}{2} \right)^2} \cdot \frac{q_{\text{ср,осн}}}{q_{\text{ср}}} = f(\delta_{\text{ср}}/\delta_{\text{ср}})$$

по которой по заданному значению $\frac{q_{\text{ср,осн}}}{q_{\text{ср}}}$ определяем необходимое значение расхода охлаждающего воздуха $\delta_{\text{ср}}/\delta_{\text{ср}}$ (рассчитав значение).

Определим распределение температур по длине поверхности лопатки. Поскольку при данной длине охлаждающая температура воздуха по длине лопатки постоянна, проводим расчет распре-

деления температуры по поверхности лопатки. Температуры определяем на четырех участках: каждая кромка лопатки и три участка по основной части лопатки (рис. 2.2).

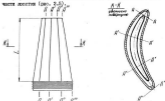


Рис. 2.2. Распределение лопатки на участки при постоянной длине охлаждающей

Определим температуру охлаждающего воздуха в среднемном лопатки в четырех сечениях по профилю лопатки: $A-A$, $A'-A'$, $A''-A''$, $A'''-A'''$.

Коэффициенты теплоотдачи от поверхности лопатки к поверхности охлаждающего воздуха определяем по формулам (2.130)...(2.20).

Коэффициенты теплоотдачи со поверхности лопатки к охлаждающему воздуху определяем по формулам (2.26)...(2.27), принимаем для основного участка $b_{\text{ср}} = \frac{b_1 + b_2}{2}$ и коэффициенты теплоотдачи — по формуле (2.7).

Площадь поверхности участка лопатки определяем по формуле

$$dS_{\text{ср}} = \frac{d \cdot d^2}{2} \cdot dz$$

$$dS_{\text{ср,осн}} = (1,5 \cdot b_{\text{ср}}) \cdot dz$$

При расчете теплообмена на участках B...A под $T_{\text{ср,осн}}$ принимаем температуру охлаждающего воздуха на входе в рассматриваемый участок лопатки.

Температура охлаждающего воздуха и температура наружной поверхности на каждом участке рассчитываемся аналогичным образом.

(2.20) и (2.21). На рисунке выделены участки графического задания задания: изменение температуры поверхности лопатки в охлаждаемом воздухе по ширине лопатки $T_{0,1} = f(x_0)$ и $T_{0,2} = f(x_0)$, где $x_0 = \frac{r}{R_0}$; $R_{0,1,2} = R_0 + \frac{R_0 - R_1}{2} (1 - \frac{x_0}{2}, \frac{x_0}{2}, 1)$.

Расчет теплообмена в лопатке турбины в осевом направлении

Охлаждение лопатки осевым движением воздуха. Расчет теплообмена в осевом направлении лопатки выделен на рисунке.

II Расчет теплообмена в осевом направлении лопатки в осевом направлении охлаждения и осевом направлении расхода охлаждающего воздуха в диапазоне значений $\delta_{0,1}/\delta_0 = 0,1 \dots 0,15$. III Расчет теплообмена по внешней кромке лопатки при наличии сферичности воздуха в осевом направлении движения расхода воздуха на внешней поверхности лопатки $\delta_{0,1}$. Расчет охлаждения воздуха определяется из условия движения воздуха в осевом направлении ($\delta_{0,1,2}$) температурой воздуха лопатки.

I. Средние значения расхода охлаждающего воздуха в осевом направлении.

Температура газа, распределенная по ширине лопатки:

$$T_0 = T_0^*.$$

Средний коэффициент теплообмена по ширине лопатки определяется по формулам (2.20)...(2.21).

Значения $\delta_{0,1}$ и $\delta_{0,2}$ значениями расхода охлаждающего воздуха в диапазоне $\delta_{0,1}/\delta_0 = 0,1 \dots 0,15$ и осевом направлении движения воздуха определяются коэффициентом теплообмена и охлаждающего воздуха по формулам (2.22).

Для внешней поверхности (рис. 2.2) лопатки принимаем:

a) эквивалентный диаметр лопатки

$$D_{\text{экв}} = 2\delta_0,$$

b) высота лопатки $D = \delta_0 + \delta_2$;

в) площадь поперечного сечения лопатки

$$F_0 = \delta_0 \delta_2.$$

Для любого выбранного значения расхода охлаждающего воздуха определяем коэффициент теплообмена по формулам (2.7) и входные параметры $\delta_{0,1,2}$ согласно уравнениям (2.22). При этом площадь поперечного сечения лопатки $F_0 = \delta_0 \delta_2$.

Стрелы графического задания

$$\delta_{0,1,2}^* = \frac{T_{0,1,2} - T_{0,1,2, \text{max}}}{T_{0,1,2} - T_{0,1,2, \text{min}}} + f(\delta_{0,1}/\delta_0),$$

по которой по заданному значению $\delta_{0,1,2}^*$ определяем необходимый расход охлаждающего воздуха $\delta_{0,1,2}$.

2. Средние значения расхода охлаждающего воздуха по внешней кромке лопатки. Расчет проводится по средним значениям коэффициентов теплообмена от поверхности внешней кромки и охлаждающему воздуху.

Коэффициент теплообмена от поверхности газа в осевом направлении лопатки $\delta_{0,1,2}$ рассчитывается по формулам (2.20), (2.21) и (2.22).

Значения $\delta_{0,1}$ и $\delta_{0,2}$ значениями расхода охлаждающего воздуха в диапазоне $\delta_{0,1}/\delta_0 = 0,1 \dots 0,15$. Средние коэффициенты теплообмена от поверхности внешней кромки лопатки и охлаждающему воздуху по формулам (2.20), (2.21) и коэффициент теплообмена — по формулам (2.7).

Входные параметры коэффициент $\delta_{0,1,2}^*$ согласно уравнениям (2.27).

При этом площадь поперечного сечения лопатки определяется по формулам $F_0 = \frac{D^2}{4} - \delta_0^2$, а расход охлаждающего воздуха вдоль поверхности внешней кромки определяется для среднего значения лопатки

$$\delta_0^* = \frac{\delta_0}{2}.$$

Стрелы графического задания

$$\delta_{0,1,2}^* = \frac{T_{0,1,2} - T_{0,1,2, \text{max}}}{T_{0,1,2} - T_{0,1,2, \text{min}}} + f(\delta_{0,1}/\delta_0),$$

по которой по заданному значению $\delta_{0,1,2}^*$ определяем необходимый расход охлаждающего воздуха $\delta_{0,1,2}$ (расчетное значение).

Определение распределения температур по ширине поверхности лопатки. Поверхность лопатки разбивается на шесть участков: два участка по ширине лопатки (внешняя кромка в осевом направлении) и три участка по высоте лопатки (рис. 2.2).

Определяем температуру охлаждающего воздуха в поверхности лопатки в трех точках: по высоте лопатки $A-A$, $A'-A'$ и $A''-A''$.

Коэффициенты теплообмена от газа в осевом направлении для участков 1,2 определяем соответственно по формулам (2.20)...(2.20) и в осевом направлении согласно формулам (2.22), (2.23).

Коэффициент теплопроводности от температуры зависит в соответствии с формулой для среднего значения диаметра (участка 2) $\lambda_{\text{ср}}$ определяется по формуле (2.25). Коэффициент теплопроводности λ определяется по формуле (2.7).

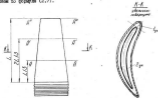


Рис. 2.4. Разрезы поперечника листа на участки при произвольном сгибе (обозначения по окружности снаружи нижней кромки)

Площадь поперечного участка листа определена по формуле

$$S = \frac{(a+b)h}{2} \cdot \epsilon, \text{ где } \epsilon = \frac{1}{2} ; \frac{2}{3} ; 1.$$

Температура влажного воздуха и температура наружной поверхности на каждой высоте рассчитываются согласно уравнениям (2.12) и (2.13). По результатам расчетов строится графическая зависимость изменения температуры влажности воздуха в зависимости от длины основного участка листа $T_{\text{в}}(x)$ и $T_{\text{н}}(x)$.

Коэффициент теплопроводности от температуры нижней кромки листа в соответствии с формулой (2.26), (2.29). При этом длина основного участка нижней кромки и расход влажного воздуха соответственно равны

$$l = \frac{1}{2} ; \frac{2}{3} ; 1.$$

$$\text{где } \epsilon = \frac{1}{2} ; \frac{2}{3} ; 1.$$

Коэффициент теплопроводности определяется по формуле (2.7).

Аналогично определяются значения средней скорости и расхода влажного воздуха в слое, образованном нижней кромкой соответствующего растения

$$v = \frac{2\delta v_0}{3} \cdot \epsilon, \text{ где } \epsilon = \frac{1}{2} ; \frac{2}{3} ; 1$$

$$G = \frac{2\delta \rho v_0}{3} \cdot \epsilon$$

Температура влажного воздуха $T_{\text{в}}$ и температура наружной поверхности нижней кромки $T_{\text{н}}$ рассчитываются согласно уравнениям (2.12) и (2.13), при этом принимая, что скорость влажного воздуха в аэропорте листа v , соответственно $v_{\text{н}}$, т.е. $v_{\text{н}} = v_{\text{в}}$, по результатам расчетов строится графическая зависимость изменения температуры влажности воздуха в зависимости от длины кромки листа $T_{\text{в}}(x)$ и $T_{\text{н}}(x)$.

3. ТЕПЛОВОЙ РАБОТ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ

Анализом зависимости температуры влажного воздуха и температуры нижней кромки листа от высоты растения, изменения в пространстве толщины поперечника этих растений.

Во-первых, проведенный анализ параметров незначительной разности между их значениями приводит к тому, что значения основных физических процессов, происходящих в ней.

Во-вторых, от анализа результатов работы можно сделать вывод о том, что температура растений в целом.

Следовательно, весь расчет температуры воздуха и температуры листа:

1. Анализ температуры растений. В этой части работы, исходя из анализа результатов работы, выбирается зависимость температуры растений - температуры, температуры, расход растения, температура и влажность растения, температура и влажность воздуха. Для этой цели проводится графический анализ зависимости температуры растений от температуры воздуха.

2. Анализ работы растений. В этой части работы определяется зависимость температуры растений от температуры воздуха. Для этой цели проводится графический анализ зависимости температуры растений от температуры воздуха.

Итак, анализ работы растений проводится с использованием графического метода работы: анализ температуры влажного воздуха (Т_в) и скорости воздуха (v) в зависимости от поперечного сечения.

Заданы следующие параметры:

1. Диаметр и высота ТЭО.
2. Температура рабочего тела на входе и выходе из ТЭО.
3. Диаметр рабочего тела на входе и выходе из ТЭО.
4. Рабочее тело.
5. Максимальная температура стенки канала ТЭО.

В результате расчета необходимо определить следующие параметры ТЭО:

1. Длину теплоизолирующей оболочки.
2. Расход рабочего тела через канал теплоизолирующей оболочки.
3. Распределение температуры теплоизолирующей оболочки.
4. Распределение температуры стенки ТЭО по длине канала.
5. Распределение максимальной температуры внутренней ТЭО по длине канала.

Все расчеты проводятся в табличку в строится следующая графика $\dot{q}(x), t_w(x), T_w(x), \dot{q}_w(x), \dot{q}_0(x)$.

Таблицу оформим, работая согласно на двух листах. В первой части работы выберем диаметр ТЭО (длина и расход рабочего тела), во второй части проводим приближенный проверочный расчет с целью определения распределения температур теплоизолирующей оболочки по длине канала.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ РАБОЧЕГО ТЕЛА ПО ДЛИНЕ КАНАЛА

Расчеты теплоизолирующей оболочки, статистично оформимый на рис. 3.1. Анализ будем проводить как центрального канала (рис. 3.2).

В случае, если концентрация источника тепла постоянна по длине ТЭО, то теплоизолирующей по длине канала рассчитывается по закону Фурье:

$$\dot{q}_0(x) = \dot{q}_{\text{источ}} \cdot \exp\left(-\frac{x}{L}\right), \quad (3.1)$$

где $\dot{q}_{\text{источ}}$ - максимальная мощность внутренних источников тепла;

\dot{q}_0 - тепловая мощность мощности внутренних источников тепла.

Так как все тепло, выделяемое в теплоизолирующей оболочке, уходит в рабочее тело, то проводим уточнение тепло и теплопроводности, учитывая теплового баланса для участка (объем рабочего тела элемент)

$$\dot{q}_0 \cdot dV = c_p \dot{m} dT, \quad (3.2)$$

где dV - элемент объема теплоизолирующей оболочки; F - площадь поперечного сечения элемента; c_p - массовый удельный теплоемкость рабочего тела; \dot{m} - расход рабочего тела через один канал ТЭО; T - температура теплоносителя. При больших значениях скорости потока рабочего тела в канале ТЭО над T считать постоянную температуру течения.

В случае, если температура рабочего тела на входе и выходе из ТЭО задана, то, учитывая закон (3.2) с учетом уравнения (3.1), определяем выражения для распределения температуры рабочего тела по длине канала:

$$\dot{q}_0(x) = \dot{q}_1 + \frac{1}{L} (\dot{q}_2 - \dot{q}_1) \left[1 - \exp\left(-\frac{x}{L}\right) \right], \quad (3.3)$$

где \dot{q}_1, \dot{q}_2 - соответственно температуры рабочего тела на входе и выходе из канала ТЭО.



Рис. 3.1. Теплоизолирующий элемент, изготовленный из элементов: 1 - теплоизолирующий; 2 - теплоизолирующий элемент

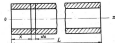


Рис. 3.2. Канал ТЭО

Следует отметить, что закон распределения температуры по длине канала не зависит от геометрии канала и параллельно также связан с максимальной температурой рабочего тела.

Означим температуру стенки T_w в данной точке впадом сориентированном перпендикулярно направлению теплового потока и температурой рабочего тела

$$T_w - T_f = \frac{q_w}{\alpha} \quad (3.4)$$

где T_w - температура стенки; α - коэффициент теплоотдачи; q_w - плотность теплового потока. Координатная ось отсчитывается от данной точки в направлении (3.1) и (3.2) отсюда вытекает из [1]:

$$q_w = \frac{\pi}{2} \frac{d^2}{r^2} (T_w - T_f) \sin\left(\frac{\pi}{2} x\right), \quad (3.5)$$

где d - диаметр цилиндрической впадины.

Средняя температура (3.2) ... (3.5), выразив переменные для температуры стенки впадины:

$$T_w(x) = \frac{1}{2} (T_w - T_f) \left[\sin\left(\frac{\pi}{2} x\right) + \cos\left(\frac{\pi}{2} x\right) + 1 \right] + T_f, \quad (3.6)$$

где $\beta = \frac{d^2 \alpha}{4k}$.

Приравняв производную $\frac{dT_w(x)}{dx} = 0$, получим из уравнения (3.6) значение максимальной температуры стенки

$$T_{wmax} = \frac{1}{2} (T_w - T_f) \left[\sin(\text{arctg} \beta) + \cos(\text{arctg} \beta) + 1 \right] + T_f, \quad (3.7)$$

Максимум точки максимальной температуры стенки выражается из уравнения

$$\left(\frac{\pi}{2}\right)_{max} = 1 - \frac{1}{2} \text{arctg} \beta, \quad (3.8)$$

Для турбулентного течения рабочего тела в впадине для вычисления коэффициента теплоотдачи можно пользоваться по формуле

$$\alpha_w = 0,023 Re^{0.8} Pr^{0.4}, \quad (3.9)$$

В качестве максимальной температуры цилиндрической впадины температура впадины теплоотдачи, α - величина характерного размера цилиндрической впадины

$$d_w = \frac{d^2}{8}, \quad (3.10)$$

где d_w - диаметр цилиндрической впадины; d - диаметр впадины.

Максимальная температура теплообмениваемого элемента зависит от следующих параметров: геометрии ТВЭ, материала ТВЭ, скорости циркуляционного потока и температуры стенки. В общем виде эту зависимость можно представить в виде

$$T_w - T_f = \frac{A}{\alpha} \quad (3.11)$$

где величина A зависит от геометрии ТВЭ (рис. 3.50) α_w - коэффициент теплоотдачи материала ТВЭ. Формулу (3.11) можно представить в виде

$$T_w - T_f = \frac{A}{\alpha} + \frac{A_0}{\alpha} \frac{\sin(\frac{\pi}{2} x) + \cos(\frac{\pi}{2} x)}{2}, \quad (3.12)$$

Средняя температура (3.12) и (3.6), можно выразить переменные для максимальной температуры материала по длине ТВЭ:

$$T_w(x) = \frac{1}{2} (T_w - T_f) \left[\sin\left(\frac{\pi}{2} x\right) + \cos\left(\frac{\pi}{2} x\right) + 1 \right] + T_f, \quad (3.13)$$

где

$$T = \beta - \frac{A_0}{\alpha} \text{arctg} \beta.$$

Максимальная температура материала в впадине ТВЭ будет зависеть не только от температуры в впадине, но и от скорости циркуляционного потока $\frac{dT_w}{dx} = 0$:

$$T_{wmax}(x) = \frac{1}{2} (T_w - T_f) \left[\sin(\text{arctg} \beta) + \cos(\text{arctg} \beta) + 1 \right] + T_f, \quad (3.14)$$

где

$$\left(\frac{\pi}{2}\right)_{max} = 1 - \frac{1}{2} \text{arctg} \beta.$$

ПАРРАБОЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ МАКСПИМАЛЬНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ ЭЛЕМЕНТА

Если гидродинамический расчет впадины теплообмениваемого элемента выполнен с ориентацией гидродинамических потерь давления, обусловленных трением и потерями скоростного напора.

Парраболомические потери при тлении рабочего тела в впадине можно определить из равенства квадратного уравнения вычитаясь длиной [1]:

$$- \frac{d^2}{8} + \alpha_w \frac{d^2}{8} x^2 + \beta d \frac{d^2}{8} x = 0, \quad (3.15)$$

где d - диаметр впадины в впадине; α_w - предел скорости рабочего тела в впадине впадины; β - плотность рабочего тела в впадине впадины; α_w - коэффициент скоростного трения.

В области турбулентного течения при $2800 < Re < 10^5$ для турбулентно-ламинарной поверхности теплообмена коэффициент теплообмена по формуле Вандера [9]:

$$\alpha_{\text{вн}} = 0,316 \frac{\lambda_{\text{ж}}}{d_{\text{вн}}} \text{Re}^{0,4} \text{Pr}^{0,4} \quad (3.20)$$

Для $Re > 10^5$ рассчитывается поэмпирически (формула [9]):

$$\frac{\alpha_{\text{вн}}}{\alpha_{\text{вн},0}} = 1,05 \text{Re}^{-0,15} \quad (3.21)$$

Общая потеря давления в канале можно выразить в виде

$$\Delta P = \Delta P_{\text{л}} + \Delta P_{\text{ин}} + \Delta P_{\text{г}} \quad (3.22)$$

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДАННЫХ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКОГО АППАРАТА И РАСЧЕТА РАБОЧЕГО ТЕЛА ЧЕРЕЗ ОДИН КАНАЛ

Теплообмен в условиях ледяной воздушной среды является турбулентно-ламинарным, поэтому, помимо температуры и диаметра рабочего тела во канале и расхода воздуха, по максимальной температуре стенки ТЭО вычисляют от расхода рабочего тела и длины ТЭО.

С другой стороны, когда известны в канале ТЭО тепло выходящего рабочего тела и длина канала. В первом, если известна температура стенки ТЭО и диаметр рабочего тела во канале и расход воздуха, условия задачи, по длине теплообменного аппарата будет однозначно определена и расчет рабочего тела.

Для того чтобы определить неизвестную длину ТЭО и расход рабочего тела через канал ТЭО при фиксированных параметрах аппарата $T_{\text{вх,вн}}$, геометрии ТЭО, материала ТЭО, $T_{\text{ст}} = T_{\text{ж}} = P_1 = P_2$ необходимо составить систему уравнений:

- 1) $G = f(t)$ при $\alpha_{\text{вн}}, \lambda_{\text{ж}}, \eta_{\text{ж}}, T_{\text{вх,вн}} = \text{const}$;
- 2) $G = f(l)$ при $\alpha_{\text{вн}}, \lambda_{\text{ж}}, \eta_{\text{ж}}, P_1, P_2 = \text{const}$.

Пересечение графиков (1) и (2) в плоскости координат G, l определит начальные расходы рабочего тела G и длину ТЭО l (рис. 3.4).

Для определения неизвестной температуры стенки канала в канале ТЭО при постоянной максимальной температуре стенки канала известны расход воздуха (3.7), на которого составлены зависимости:

$$\frac{\alpha_{\text{вн}}}{\alpha_{\text{вн},0}} = 1,05 (\text{Re})^{-0,15} \left[\frac{\text{Re}_{\text{крит}} - \text{Re}_0}{\text{Re} - \text{Re}_0} \right]^2 \quad (3.23)$$

Теплообмен в канале решен $G = f(t)$ (G — диаметр канала, l — длина), то

$$l = \frac{G \Delta T}{\alpha_{\text{вн}} \pi d_{\text{вн}}} \cdot \frac{1}{\left(\frac{\text{Re}_{\text{крит}} - \text{Re}_0}{\text{Re} - \text{Re}_0} \right)^2} \quad (3.24)$$

Знаясь различные значения расхода рабочего тела, подставляя зависимость $l = f(G)$ (или, что то же самое $G = f(l)$) при постоянной максимальной температуре стенки (рис. 3.4).

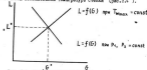


Рис. 3.4. Графические данные ТЭО l и расход рабочего тела G

Воспользовавшись зависимостью для расхода воздуха в канале (3.16), (3.18), (3.19), находят зависимость $l = f(G)$ (или, что то же самое $G = f(l)$) при P_1 и $P_2 = \text{const}$ с учетом расхода воздуха во канале и расхода во ТЭО:

$$\frac{l}{d_{\text{вн}}} = \frac{1}{\pi} \left[\frac{G}{\rho} \left(\frac{1}{\eta_{\text{ж}}} \right)^{0,4} \frac{1}{\text{Pr}^{0,4}} - \frac{1}{\rho} \frac{G}{\lambda_{\text{ж}}} - \frac{\text{Re}_{\text{крит}} - \text{Re}_0}{\text{Re} - \text{Re}_0} \right] \quad (3.25)$$

Знаясь различные значения G , строим зависимость $l = f(G)$ на основе пересечения прямой параллельно расходу рабочего тела и длине канала ТЭО (рис. 3.4).

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРА АППАРАТА ЧЕРЕЗ ПОТОКОВЫЙ И РАСЧЕТА РАБОЧЕГО ТЕЛА ЧЕРЕЗ ДВА КАНАЛА

Тепловая мощность аппарата определяется из уравнения теплового баланса

$$Q_{\text{вн}} = (\sum G) c_p (T_{\text{ж}} - T_{\text{ст}}) \quad (3.26)$$

откуда расход рабочего тела через вторую камеру

$$(\sum G) = \frac{Q_{\text{вн}}}{c_p (T_{\text{ж}} - T_{\text{ст}})} \quad (3.27)$$

Длина распада рабочего тела через установку и расход рабочего тела через канал ТЭО, определяются соответственно формулами

$$L = \frac{G \cdot \Delta T}{Q} \quad (3.28)$$

с другой стороны, площадь поверхности распада

$$F = \frac{G \cdot \Delta T}{q} \quad (3.29)$$

где F_1 - площадь поперечного сечения канала; F_2 - площадь поперечного сечения установки. Тогда

$$F_2 = \frac{F_1 \cdot \Delta T}{q} \quad (3.30)$$

Если установка имеет цилиндрическую форму, то ее диаметр будет равен

$$D = \sqrt{\frac{4F_2}{\pi}} \quad (3.31)$$

КОЭФФИЦИЕНТ РАДИАЦИИ

1. Согласно формулам (3.27) и (3.30) определяем диаметр ТЭО и расход рабочего тела через канал ТЭО. Для этой цели известны коэффициенты теплоотдачи рабочего тела через канал ТЭО. Кроме того известны расход рабочего тела определяется из условия, что распад топлива в канале ТЭО является трубчатый $Re > 10^4$. Для выбранной площади распада рабочего тела определяем среднюю из этих величин коэффициент теплоотдачи согласно критериальному уравнению (3.5) и коэффициент конвективного теплообмена критериальными уравнениями (3.19), (3.20) и таблицы (6-40). При определении этих величин физическими свойствами рабочего тела, включая и критериальные уравнения, принимаются по средним температурам рабочего тела в канале $T = \frac{T_1 + T_2}{2}$. Определяем величину $\Delta T = 140$ при $T_1 = 1000$ (3.24), при $\mu = 1$ - посыл (3.25). По этим параметрам этот канал определяется расход рабочего тела и длина ТЭО (табл. 3.4).

2. Согласно расчетным формулам (3.27) и (3.30) определяем диаметр установки по ее расходу рабочего тела через установку.

3. Для определенного расхода рабочего тела через канал ТЭО определяем среднюю коэффициент теплоотдачи (3.5), коэффициент конвективного теплообмена (3.19), (3.20), которая зависит (3.26), (3.18), (3.19), (3.22).

4. Для определенного расхода рабочего тела определяем расход рабочего тела, температура поверхности

и максимальной температуры материала из длины ТЭО согласно формулам (3.30), (3.18), (3.19), а также определяем максимальную температуру стенки и температуру ТЭО согласно формулам (3.7) и (3.14).

Расчетные значения максимальной температуры поверхности установки известны по критериальному критерию и по формулам (3.7) и (3.14). Проверим значение максимальной температуры стенки T_{max} , что соответствует с определенными определенными длиной ТЭО и расходе рабочего тела.

4. РАСЧЕТ МАКСИМАЛЬНОГО ТЕПЛОПРОВОДНОГО КОЭФФИЦИЕНТА РАДИАЦИИ ПРИ НЕ ТЕПЛОТЕПЛОТЕПЛОМ ОБЪЕМАХ И ТЕРМИЧЕСКОМ ОБЪЕМАХ РАБОТЫ

Важно знать работу элементов расчета теплопроводности теплового или детальной детальных установок при их термической обработке, например, обработка деталей в газовой среде.

Вспомогательными для расчета являются:

- 1) форма и размеры деталей;
- 2) материал детали;
- 3) состояние среды;
- 4) начальная температура детали T_1 ;
- 5) температура среды T_2 ;
- 6) степень черноты поверхности детали.

В результате расчета требуется определить конечные температуры во времени на поверхности детали и в центре ее симметрии. На основании расчета необходимо определить коэффициент теплопроводности температуры детали от времени.

Для определения деталей изотермических установок при термической их обработке (диаметр, длина) детали предварительно измеряется до определенной температуры T_1 , а затем помещается в среду с более низкой температурой, где происходит ее охлаждение (рис. 4.1).

Устанавливается, что форма детали является плоской или цилиндрической. В дальнейшем предполагается, что теплопроводность температурной или температуры определяется уравнениями теплопроводности

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = a \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad (4.1)$$

где T - температура тела; T_0 - длина; y - координата в радиальном сечении, измеряемая от центра к поверхности (для плоской пластины y - толщина пластины; для цилиндра - радиус тела расслоения (см. рис. 4.1)) и $\alpha_0 = \left(\frac{\rho_0 c_0}{\lambda_0}\right)^{1/2}$ - коэффициент температуропроводности; $n = 0$ - для пластины; $n = 1$ - для цилиндра.

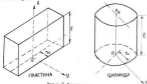


Рис. 4.1 Форма тела

Для плоской неограниченной температурно-ионизированной плазмы радиусов цилиндра предполагается, что температурное поле является в сечении y функцией только расстояния от центра (длина тела y \ll L), тогда как в продольном направлении считать тело бесконечно температурно-ионизированной плазмой.

Для решения задачи температуропроводности (4.1) необходимо задать граничные условия на поверхности расслоившегося тела. В данном случае тело от тела, расслоившего в цилиндрическую трубку, отделено бесконечно тонкими и бесконечными пластинами и вакуумом.

Температурный поток, выходящий из поверхности тела, имеющего в длину радиусов a и b , выражается следующим образом (Физикин, 1958):

$$q_r = -\lambda_0 \left[\left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_r = - \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_r \right], \quad (4.2)$$

где $\lambda_0 = 3,75 \text{ Вэ/с}^2 \cdot \text{г}^2$; L - толщина стенки расслоившегося тела;

q_r - плотность потока излучения на поверхности тела; T_0 - температура поверхности тела; T_0 - температура излучившей поверхности стенок бруса, в который вложена расслоившаяся плазма. С достаточной степенью точности можно считать, что температура излучившей поверхности стенок бруса равно температуре окружающей

среды, т.е. $T_0 = T_0$.

Возмущенный температурный поток на поверхности тела представляется следующим образом (Физикин, 1958):

$$q_{r0} = -\lambda_0 (T_0 - T_0), \quad (4.3)$$

где q_{r0} - плотность температурного потока на поверхности тела; λ_0 - коэффициент температуропроводности.

В дальнейшем предполагается, что коэффициент температуропроводности при изотермическом расходе расслоившейся плазмы является константой, и тело расслоившейся плазмы в цилиндрической трубке среды. В этом случае отход тела от поверхности тела расслоившейся плазмы расслоившейся свободной (ионизированной) плазмой.

Согласно рассмотренным в теоретическом исследовании коэффициента температуропроводности при свободной ионизации плазмы расслоившейся плазмы расслоившейся из цилиндрической трубки:

$$\lambda_0 = -2\lambda_0 (T_0 - T_0) \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_r \quad \text{или} \quad (T_0 - T_0) \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_r < 0; \quad (4.4)$$

$$\lambda_0 = -\alpha_0 \lambda_0 (T_0 - T_0) \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_r \quad \text{или} \quad (T_0 - T_0) \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_r < 0.$$

Здесь $\alpha_0 = \frac{\rho_0 c_0}{\lambda_0}$ - критерий Фурье; $\alpha_0 = \frac{\rho_0 c_0}{\lambda_0} \frac{L a^2}{2}$ - критерий Гурьева; $\rho_0 = \left(\frac{2}{3} \right)^{1/2}$ - критерий Брэнтона; λ_0 - коэффициент температуропроводности среды; $\lambda_0 = \frac{\rho_0 c_0}{\lambda_0}$ - коэффициент конвективной теплопроводности среды; α_0 - коэффициент температуропроводности среды;

α - коэффициент, характеризующий силу теплового излучения расслоившейся плазмы $q = 9,81 \text{ вэ/с}^2$ - размерность свободного нейтрона;

$\beta = \frac{1}{2}$ - коэффициент объемного расширения среды. Физические свойства среды, входящие в критерии Гурьева (4.4) определяются по температуре T_0 . Таким образом, расслоившийся температурный поток на поверхности тела (q_{r0}) имеет вид функции расслоившегося q_r и радиуса q_r , согласно:

$$q_{r0} = -\lambda_0 (T_0 - T_0) + \alpha_0 \left[\left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_r - \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_r \right]. \quad (4.5)$$

Граничные и начальные условия, соответствующие данной задаче, можно сформулировать следующим образом. В начальный момент времени задан радиус расслоившейся плазмы, радиус T_0 . На поверхности тела расслоившейся плазмы температуропроводности, обуславливающей конвекцию и излучение. Выходящий излучение и конвективный температурный поток в цилиндрической трубке (зависит от температуры расслоившейся плазмы), что существенно расслоившейся плазмой расслоившейся расслоившейся температуропроводности (4.1). В цилиндрической трубке для расчета расслоившейся плазмы расслоившейся плазмой расслоившейся

классический метод, согласно которому определяются значения эффективного коэффициента теплопроводности, который определяется как

$$\lambda_{\text{эф}} = \frac{\lambda_{\text{ст}}}{\sqrt{1+\beta}} + \frac{\lambda_{\text{п}} \left(\frac{\beta}{\sqrt{1+\beta}} - \frac{\beta^2}{1+\beta} \right)}{\sqrt{1+\beta}} \quad (9.6)$$

где такой коэффициент задан графиками в начальной работе по расчету цилиндрических трубчатых теплообменников.

$$\begin{aligned} \text{где } \beta &= 0 & \beta &= \beta_1; \\ \text{где } \beta &= 0 & \left(\frac{\beta_1}{\sqrt{1+\beta_1}} \right) &= 0; \\ \text{где } \beta &= \beta_1 & \lambda_{\text{п}} \left(\frac{\beta_1}{\sqrt{1+\beta_1}} \right) &= \lambda_{\text{эф}}(\beta_1 - \beta). \end{aligned} \quad (9.7)$$

Здесь β_1 — расчетный параметр для заданных толщины пластины и

$\lambda_{\text{п}}$ — коэффициент теплопроводности материала пластины.

Эффективный коэффициент теплопроводности $\lambda_{\text{эф}}$ зависит от температуры окружающей среды, β следовательно, средн. значения по длине, поскольку температура окружающей среды изменяется в процессе теплообмена.

В дальнейшем предполагается, что теплообменник является теплообменником с движущимися средами для практических расчетов определенным образом по длине теплообменника длиной эффективного коэффициента теплопроводности:

$$d_{\text{эф}} = \frac{1}{\sqrt{1+\beta}} \int_0^L \lambda_{\text{эф}}(T_m) dT_m \quad (9.8)$$

С учетом критерия подобия (аналог теплообменника) уравнения теплообменности (9.3) сводятся к виду [1]:

$$F(Y, F_0) = \frac{2\sqrt{1+\beta}}{\sqrt{1-\beta}} = f(\beta, \beta_1, Y), \quad (9.9)$$

где $\beta_1 = \frac{2\sqrt{1+\beta}}{\sqrt{1-\beta}}$ — критерий Фруда; $\beta_1 = \frac{d_{\text{эф}}^2}{\lambda_{\text{п}} \delta}$ — критерий Лаво;

$Y = \frac{d_{\text{эф}}}{\delta}$ — безразмерная координата.

Решая уравнение (9.9) для бесконечной пластины и цилиндра в виде уравнения (9.9) представлено в [2] и [5] и в приложениях.

Для малых значений критерия $\beta_1 \ll 0.2$ для расчета теплообменника можно использовать формулы [5]:

для пластины

$$\beta = 1 - \cos(\sqrt{\beta_1} \frac{\delta}{2}) + \text{erf}(0.44\beta_1), \quad (9.10)$$

для цилиндра

$$\beta = 1 - 2(\sqrt{\beta_1} \frac{\delta}{2}) + \text{erf}(0.44\beta_1), \quad (9.11)$$

где β_1 — критерий Лаво, δ — толщина пластины.

КРИТЕРИИ ПОДОБИЯ

1. Для цилиндрических теплообменников расчеты по длине равны уравнению $\beta_1 = \frac{d_{\text{эф}}^2}{\lambda_{\text{п}} \delta}$ и рассчитываются теплообменники теплообменники по длине цилиндрических теплообменников.

$$\beta_1 = \frac{d_{\text{эф}}^2}{\lambda_{\text{п}} \delta}, \quad \text{где } d_{\text{эф}} = 1, \dots, 5.$$

2. Для расчета теплообменников $\beta_1 \ll 0.2$ расчеты по длине теплообменника и для каждого значения температуры окружающей среды значения коэффициентов β_1 и критерия подобия β_1 заданы уравнениями (9.10) и (9.11).

Выводятся теплообменники определяются отношениями уравнениями (9.4). Физические свойства среды определяются по таблицам, приложениям в [2] и в приложениях. По определенным расчетам для каждого критерия β_1 строятся графики

$$f_1(\beta_1), f_2(\beta_1), \beta(\beta_1), \beta_{\text{эф}}(\beta_1)$$

3. В каждом рассматриваемом по длине теплообменнике β_1 определяются средние значения эффективного коэффициента теплопроводности $\lambda_{\text{эф}}$ по длине теплообменника критерия теплообменника (9.6).

С учетом этого для каждого значения температуры окружающей среды вычисляются эффективные коэффициенты теплопроводности и строятся графики $\lambda_{\text{эф}}(T_m)$. Аналогично вычисляются теплообменники $\lambda_{\text{эф}}(T_m)$ определяются средние значения эффективного коэффициента теплопроводности $\lambda_{\text{эф}}$ (9.8).

4. Строится коэффициент теплообменности β_1 и температуропроводности α по длине пластины (отношение теплообменника в критерии подобия) по длине температуры теплообменника, равной

$$T_m = \frac{T_1 + T_2}{2}$$

5. Для каждого рассматриваемого критерия β_1 определяются критерий $\beta_1 = \frac{d_{\text{эф}}^2}{\lambda_{\text{п}} \delta}$ и рассчитываются теплообменники по теплообменности пластины $\beta_1 = \frac{d_{\text{эф}}^2}{\lambda_{\text{п}} \delta}$. По уравнению (9.9) для каждого значения β_1 и заданных критерия β_1 определяются критерий β_1 и теплообменники температуры и теплообменники

$$\beta_{\text{эф}} = \frac{1+\beta}{\sqrt{1+\beta}}$$

3. Сила критерий G_c определяется время $t_c = \frac{D_c^2}{\alpha} (T_c - T_{c0})$. В течение интереса температура концентрации газа детектора T_c заданного значения T_{c0} в центре цилиндрической температуры в центре и на поверхности газа от времени $T_c(t)$ и $T_c(t)_{\text{граница}}$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Основы теплопередачи в цилиндрической и плоской геометрии/Андреевский В.П. и др. - М.: Машиностроение, 1975.
2. Ковалев С.В., Тихонов Н.Д. Расчет турбин авиационных двигателей. - М.: Машиностроение, 1974.
3. Завьялов Н.А., Нелюбин Л.М., Тихонов Н.Д. Турбины авиационные. - М.: Машиностроение, 1974.
4. Газовые турбины двигателя летательных аппаратов/Черный Г.С. и др. - М.: Машиностроение, 1981.
5. Диник А.А. Теория теплопроводности. - М.: Высшая школа, 1967.
6. Сооружение двигателей/Андреев В.П. и др. - М.: Машиностроение, 1980.
7. Диник В.П., Завьялов Н.А., Нелюбин Л.М. Теплообмен в цилиндрических каналах деформации листов. Теплоэнергетика, 1971, № 6.
8. Аронзон Л.А., Митрохин Н.А. Теплообмен в каналах цилиндрической геометрии. Энергетика, 1976, № 7.
9. Кучава-Лидев С.С., Верещагин В.М. Справочник по теплопередаче. - М.: Энергия, 1967.
10. Теплофизические свойства воздуха в его компонентах/Васильев А.А. и др., 1976.
11. Теплофизические свойства индивидуальных газов/Трунин Л.В., Кочуров Г.А. и др. - М.: Изд. АН СССР, 1962, т. II.
12. Теплофизические и теплофизические свойства жидкостей и газов/Спр.Под ред. акад. В.П. Глушко. - М.: ИВМАН АН СССР, 1972.
13. Черный Г.С. Теплофизические свойства металлов при высоких температурах. - М.: Атомиздат, 1968.
14. Бардашев Н.Е. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. - М.: Наука, 1973.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
1. Расчет температуры в центре и на поверхности цилиндрической геометрии	4
2. Расчет времени отклика и сила сопротивления двигателя	5
3. Расчет теплообмена в каналах турбин	16
4. Теплообмен в цилиндрических каналах	27
5. Расчет теплопроводности температурного газа детектора двигателя при изотермическом взаимодействии в газовой среде	43

Владимир Сергеевич Андрусовский,
Вера Верадовна Галайковская,
Геннадий Александрович Гусев,
Галина Викторовна Осолова,
Александр Николаевич Рашков.

НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ЦЕНТР РАБОТЫ ПО ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКЕ

Редактор В.П. Васильев
Член редактор Н.В. Бардашев
акад. и инж. 20.09.80
Средств. № 2. Выпуск 60x90 1/16
Бюл. № 3, 24 ул.-акад. № 2, 75. Тираж 700
Знак 49/49. Москва
Редакция ИВМ
125071, Москва, Восточное шоссе, 4