

УДК 621.4

Н. М. ЦИРЕЛЬМАН, Р. Р. МУСТАФИН

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОМАССОБМЕНА ПРИ ИСПАРЕНИИ КАПЕЛЬ ВОДЫ В ПОТОКЕ ВОЗДУХА ВУ ГТУ

Дается математическая модель процессов тепломассообмена капель жидкости с потоком воздуха и алгоритм проведения соответствующих расчетов на ПЭВМ. Решается модельная задача испарения капель воды, впрыснутых во входное устройство газотурбинных установок (ВУ ГТУ), с учетом затенения каплями поперечного сечения потока воздуха и наличия градиента температуры по радиусу капли. *Испарение капель жидкости; тепло-массообмен; газотурбинные установки; впрыск воды*

Сооружение установок комбинированного цикла в последние два десятилетия является основной тенденцией развития мировой теплоэнергетики. Комбинация цикла Брайтона на базе ГТУ и цикла Ренкина на базе паротурбинной установки обеспечивает резкий скачок тепловой экономичности. При этом две трети мощности комбинированной установки приходится на ГТУ.

В целях обеспечения максимальной тепловой экономичности начальные параметры ГТУ (температура и степень повышения давления в компрессоре) непрерывно повышаются. Одновременно используются другие возможности для роста экономичности и удельной мощности установок: впрыск воды на входе в компрессор, промежуточное охлаждение воздуха в компрессоре, повторный подогрев рабочего тела ГТУ перед силовой турбиной. В итоге на лучших парогазовых установках реализуется КПД (брутто) порядка 58–60%. Впрыск воды во ВУ ГТУ позволяет снизить температуру воздуха на входе в компрессор и повысить мощность газовой турбины, что особенно актуально в жаркое время года, когда проблематично покрытие пиковой потребности в электроэнергии. Именно этому способу повышения тепловой эффективности работы ГТУ посвящена данная работа.

1. АКТУАЛЬНОСТЬ РАБОТЫ

В летнее время года мощность газовых турбин резко падает с повышением температуры воздуха. Форсировать ГТУ можно впрыскиванием легко испаряющейся жидкости перед входом в двигатель, в компрессор или в камеру сгорания. В качестве такой жидкости может быть использована вода. Жидкость впрыскива-

ют при помощи форсунок, обеспечивающих ее хороший распыл. При этом капли жидкости, попадающие в поток воздуха, испаряются, в результате чего от воздуха отнимается теплота парообразования. Сжатие воздуха в таких условиях сопровождается отводом теплоты, что уменьшает удельную работу компрессора.

Принцип работы системы впрыска достаточно прост: вода фильтруется и закачивается в водный коллектор, откуда она через серию регулирующих электроклапанов направляется к ряду форсунок, расположенных во входном воздуховоде. Каждый ряд состоит из множества форсунок. Они сконструированы таким образом, чтобы распылить воду в виде капель нужного размера и обеспечить оптимальный ее расход. Когда смесь воздуха и воды проходит через компрессор и подвергается сжатию, вода испаряется и эффективно охлаждает воздух в передних ступенях компрессора, в которых сжатию подвергается не гомогенная смесь сухого воздуха и паров воды, а гетерогенная смесь влажного воздуха и капель воды. Все это вызывает опасность эрозийного износа лопаток первых ступеней компрессора. Во избежание этого неблагоприятного фактора авторы данной работы считают актуальными определение длины испарительного участка и времени испарения на основе разработки адекватной математической модели процессов тепломассообмена.

2. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОМАССОБМЕНА В ВУ

В работе исследован процесс тепломассообмена капель воды, впрыснутых в поток воздуха, математическая модель которого основывается на следующих допущениях [1]: частицы жидкости играют роль источников или

стоков теплоты, вещества и количества движения;

- все процессы рассматриваются как квази-стационарные, кроме процесса теплопроводности в капле, и используются стационарные уравнения газодинамики и движения капель;

- стенки канала адиабатны и отсутствуют потери энергии как на трение, так и при смешении пара с присоединенной массой;

- нагревание и испарение капель считается равномерным по поверхности, т. е. реактивная сила отходящей массы отсутствует.

Математическая модель процессов теплообмена в ВУ с учетом принятых допущений включала в себя совместное рассмотрение следующих уравнений воздействий

$$\begin{aligned} dw &= \frac{w}{M^2 - 1} \left(\frac{df}{f} - \frac{dm_n}{m} - \frac{k-1}{a^2} \sum_{i=1}^{n_k} dQ_i \right), \\ dT &= \frac{T}{M^2 - 1} \left[\frac{(k-1)(kM^2 - 1)}{a^2} \sum_{i=1}^{n_k} dQ_i + X \right], \\ dp &= \frac{p}{M^2 - 1} \left[\frac{k(k-1)}{a^2} M^2 \sum_{i=1}^{n_k} dQ_i + Y \right], \end{aligned}$$

к которым присоединяется уравнение движения капли под действием аэродинамической силы

$$6\pi\mu(\tau)(w - w_k) = \frac{4}{3}\pi[s(\tau)]^3 \frac{dw_k}{dt},$$

где $X = (k-1)M^2 \frac{dm_n}{m} - (k-1)M^2 \frac{df}{f}$;

$$Y = kM^2 \frac{dm_n}{m} - kM^2 \frac{df}{f}.$$

Отметим, что такой подход к исследуемой проблеме описан применительно к другим задачам в методе Шапиро-Хоторна [2]. Однако в настоящей работе учтено затенение поперечного сечения потока каплями жидкости, представляющее собой геометрическое воздействие, которое возникает из-за того, что капли жидкости занимают часть поперечного сечения канала. Испарение капель жидкости приводит к изменению площади поперечного сечения для прохода воздуха в канале постоянного поперечного сечения, что соответствует геометрическому воздействию на поток. С этой же целью учитывается движение внешней границы капель вследствие их испарения.

Введем понятие степени затененности площади поперечного сечения канала как отношение суммы площадей поперечного сечения капель к площади поперечного сечения канала, в котором эти капли находятся, по правилу

$$\bar{f}_{\text{зат}} = \frac{\sum_{i=1}^{n_k} f_i}{f_{\text{кан}}} \Big|_{x=0}.$$

Так как с увеличением $D_{\text{в}}$ качество распыления улучшается, то предлагается зависимость вида $d_k = A / D_{\text{в}}$, где A – коэффициент распыления. Степень затененности площади поперечного сечения канала прямо пропорциональна количеству капель и их площади поперечного сечения, т. е. $\bar{f}_{\text{зат}} = f(n \cdot f_i)$. Имея в виду зависимости $n = f(D_{\text{в}})$ и $f_i = f(d_k^2) = f(1/D_{\text{в}}^2)$, в работе предложен следующий вид формулы для определения степени затененности во входном сечении

$$\bar{f}_{\text{зат}} = \frac{3}{2} \frac{B}{A \cdot \rho} D_{\text{в}}^2 \Big|_{x=0},$$

где B – коэффициент затененности, учитывающий расположение капель в канале.

В принятой схеме проведения расчетов выбирался шаг по пространству Δx и при известных параметрах образующегося пара, жидкости и воздуха производилось определение параметров среды на основе уравнений воздействий.

Численное исследование процесса основывалось на детальном рассмотрении теплообмена капель с потоком воздуха.

Коэффициенты тепло- и массоотдачи к сферическим каплям вычислялись по критериальным зависимостям:

$$\text{Nu} = 2 + 0,6\text{Re}^{0,5}\text{Pr}^{1/3},$$

$$\text{Sh} = 2 + 0,6\text{Re}^{0,5}\text{Sc}^{1/3},$$

где

$$\text{Nu} = \frac{\alpha d_k}{\lambda},$$

$$\text{Sh} = \frac{\beta d_k}{D_n},$$

$$\text{Re} = \frac{(w - w_k) d_k}{\nu}.$$

Для нахождения коэффициента диффузии пара в воздух использовалась зависимость [3]:

$$D_n = D_0 \left(\frac{T}{273} \right)^{1,89} \frac{760}{p_6},$$

где $D_0 = 2,09 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 / \text{с}$.

Количество теплоты, отведенной от воздуха к i -й капле, подсчитывалось как

$$\Delta Q_i = \Delta Q_{\kappa_i} + \Delta Q_{M_i} + \Delta Q_{\pi_i}. \quad (1)$$

В этой формуле (1) имеем, в частности, величину ΔQ_{κ_i} равной

$$\Delta Q_{\kappa_i} = \alpha F_i (T - T_w) \Delta \tau.$$

Масса паров Δm_n , поступивших в поток воздуха в процессе конвективной массоотдачи от i -й капли, определялась по зависимости

$$\Delta m_n = \beta F_i \frac{(p_w - p_n)}{R_n T} \Delta \tau.$$

Для правильного учета движущей силы процессов тепломассообмена следует точно рассчитывать разности температур $T_w - T$ и давлений пара $p_w - p_n$ на поверхности капли и на удалении от нее. Были учтены движение внешней границы капли вследствие протекания процессов конденсации и испарения и формирование температурного поля в ней, а также начальная относительная влажность воздуха. Значения температуры T_w на поверхности капель и соответствующие им значения давления насыщенных паров p'' , имеющие непосредственное отношение к вычисляемым значениям движущих сил процесса тепломассообмена, устанавливались с использованием метода определения теплового состояния областей с подвижной границей, в качестве которых выступают изменяющие свой размер капли жидкости [4].

С указанной целью рассматривалась следующая краевая задача нестационарной теплопроводности:

$$c(T) \rho(T) \frac{\partial T(R, \tau)}{\partial \tau} = \frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial R} \left[R^2 \lambda(T) \frac{\partial T(R, \tau)}{\partial R} \right], \quad (2)$$

$$0 < R < s(\tau), \quad \tau > 0;$$

$$T(R, 0) = T_0, \quad R \in (0; s(0)); \quad (3)$$

$$-\lambda(T) \frac{\partial T}{\partial R} \Big|_{R=s(\tau)} = \alpha (T - T_w) - \frac{r \Delta m_n}{F_i \Delta \tau}, \quad (4)$$

$$\tau > 0;$$

$$\frac{\partial T}{\partial R} \Big|_{R=0} = 0, \quad \tau > 0, \quad (5)$$

которая решалась по неявной схеме с привлечением метода прогонки. Радиус капли разбивался на 100 равных долей и составлялся конечно-разностный аналог задачи (2–5). При этом в одномерной постановке решалась задача о разгоне капель потоком воздуха.

3. РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ И ОБОСНОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВПРЫСКА ВОДЫ ВУ ГТУ

Для тестирования предлагаемого алгоритма была написана программа, позволяющая достаточно быстро получить информацию о параметрах смеси влажного воздуха и капель жидкости по длине канала ВУ. Канал ВУ в численном моделировании представляет собой воздухопровод с условным диаметром $d_y^{by} = 3,63$ м. Были проанализированы температура и относительная влажность атмосферного воздуха в г. Уфе за июнь месяц 2007 г. Эти данные позволили задать условия для моделирования, приближенные к реальным. В табл. 1 и 2 представлены среднемесячные температура и относительная влажность атмосферного воздуха за 0, 6, 12, 18, 21 час суток месяца июня 2007 г. в Уфе.

Таблица 1

Среднемесячная температура воздуха

Время, ч	0	6	12	18	21
$t, ^\circ\text{C}$	13,9	11,3	17,2	20,3	18,3

Таблица 2

Среднемесячная относительная влажность воздуха

Время, ч	0	6	12	18	21
$t, ^\circ\text{C}$	79,2	83,9	61,2	49,1	57,8

Как видно из рассмотрения табл. 1 минимальная и максимальная температуры атмосферного воздуха приходятся на 6 и 18 час суток соответственно и их среднемесячные значения составляют $20,3^\circ\text{C}$ и $11,3^\circ\text{C}$. Изменение относительной влажности воздуха представлено в таблице 2 и в период времени с 6 до 18 часов дня она заметно падает с отметки 83,9 % до 49,1%. Анализ атмосферных данных позволяет судить о работе ГТУ. В летнее время года в период времени от 6 до 18 часов будет наблюдаться снижение мощности ГТУ. Форсирование ГТУ в это время целесообразно, однако изменение относительной влажности и температуры воздуха существенно влияет на процесс испарения капель воды, впрыснутых в поток воздуха. Это потребовало исследования этого процесса на крайних участках промежутка времени между 6 и 18 часами дня.

В качестве исходных данных на момент времени 6 часов были приняты следующие значения параметров процесса: относительные массовые расходы охлаждающей воды $\chi = 0,001$, $\chi = 0,0005$, $\chi = 0,0002$; коэффициент распыления A выбирался из условия

$$d_k|_{D_b=1,6\text{кг/с}} = 0,5\text{ мм}; B = 0,04; t_0 = 10^\circ\text{C};$$

$$t^* = 11,3^\circ\text{C}; p^* = 101,3\text{ кПа}; \varphi = 0,839;$$

$$d_y^\phi = 0,01\text{ м}; n = 2.$$

В качестве исходных на момент времени 18 часов принималось: $s, \chi = 0,002, \chi = 0,003$; коэффициент распыла A выбирался из условия $d_k|_{D_b=1,6\text{кг/с}} = 0,5\text{ мм}; B = 0,04; t_0 = 10^\circ\text{C}; t^* = 20,3^\circ\text{C}; p^* = 101,3\text{ кПа}; \varphi = 0,491; d_y^\phi = 0,01\text{ м}; n = 2.$

При этом были приняты данные ГТУ ГТЭ-160: $G_B^{\text{ном}} = 529\text{ кг/с}; \pi_k = 12; t_r = 1060^\circ\text{C}.$

Ниже представлены графики изменения наиболее существенных параметров воздуха и капель по длине канала на момент времени 6 и 18 часов.

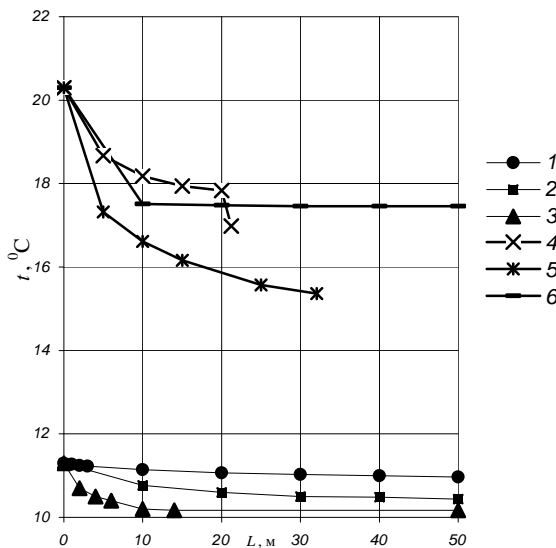


Рис. 1. Изменение температуры потока воздуха по длине канала

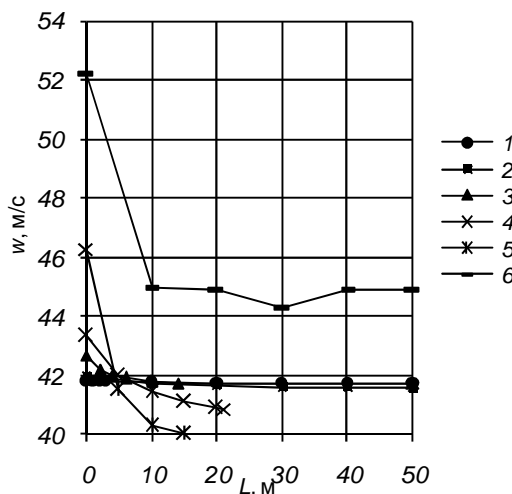


Рис. 2. Изменение скорости воздуха по длине канала

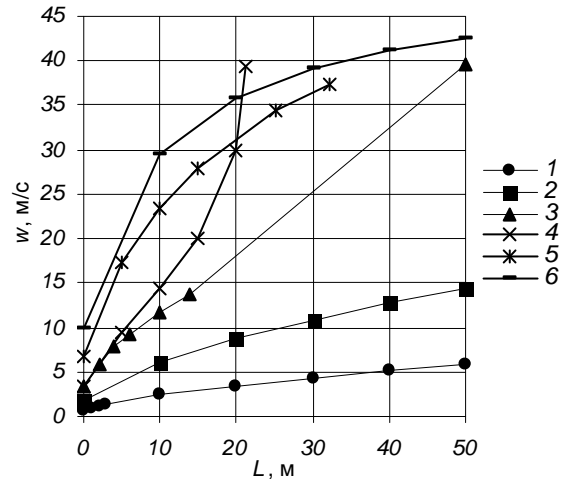


Рис. 3. Изменение скорости капель по длине канала

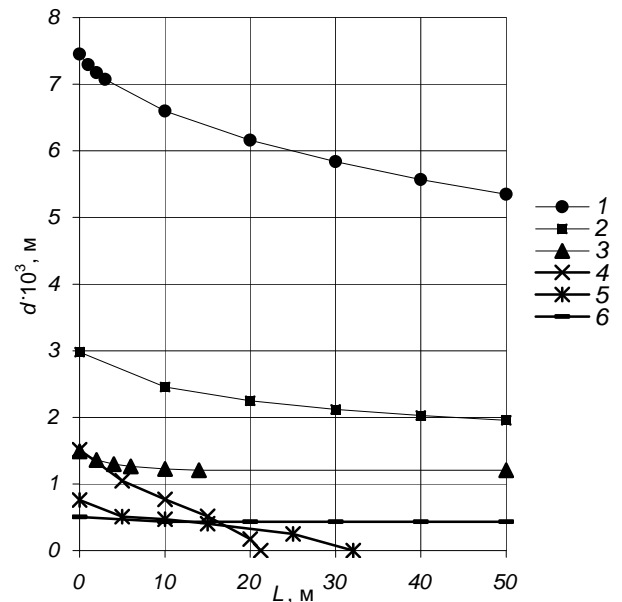


Рис. 4. Изменение диаметра капель по длине канала

На рис. 1–4 изображены изменение температуры потока воздуха, скорости потока воздуха и капель, диаметра капель по длине канала ВУ соответственно для различных вариантов впрыска на моменты времени 6 и 18 часов. Варианты 1, 2 и 3 отвечают расчетам, проведенным по параметрам атмосферного воздуха, на момент времени 6 часов для $\chi = 0,0002, \chi = 0,0005, \chi = 0,001$, а варианты 4, 5 и 6 – на момент времени 18 часов для $\chi = 0,001, \chi = 0,002, \chi = 0,003$ соответственно.

Как видно из результатов расчета, показанных на рис. 1, температура потока воздуха по длине канала оказывается меньше для одних и тех же поперечных сечений при больших величинах χ , при одинаковой начальной температуре воздуха. Впрыск воды во ВУ в утреннее время работы ГТУ позволяет снизить температуру воздуха на входе в компрессор, но не су-

щественно (рис. 1, варианты 1, 2, 3). При впрыске воды в количестве $D_b = 0,530$ кг/с (рис. 1, вариант 3) температуру воздуха удается снизить на $0,7^\circ\text{C}$, что приводит к увеличению мощности ГТЭ-160 на $0,317$ МВт. Все варианты впрыска в утреннее время не позволили испариться каплям полностью, что показано на рис. 4 (варианты 1, 2, и 3). После пролета каплями расстояния в 50 метров процесс испарения прекратился и параметры воздуха стабилизировались. Это объясняется достаточно низкой температурой и высокой относительной влажностью воздуха в утренние часы. Как видно из рис. 2 (варианты 1, 2, и 3), скорость воздуха по длине канала падает несущественно, а скорость капель возрастает, что изображено на рис. 3 (варианты 1, 2 и 3). Причем для 3-го варианта впрыска ($D_b = 0,530$ кг/с) скорость оказывается намного выше, чем для впрысков с массовым расходом $D_b = 0,270$ кг/с (вариант 2) и $D_b = 0,110$ кг/с (вариант 1). Это объясняется малым размером впрыснутых капель. Как видно, капли, попадающие на вход первой ступени компрессора, имеют достаточно крупный размер и высокие скорости полета (рис. 4, варианты 1, 2 и 3). Причем увеличение расхода воды ведет к улучшению качества распыления (диаметр капель уменьшается), но вызывает рост скорости капель (мелкие капли легче разгоняются потоком воздуха). Впрыск воды в подобных условиях приведет к эрозийному износу лопаток первых ступеней без существенного увеличения мощности. Полученные данные позволяют утверждать о целесообразности применения впрыска воды во ВУ ГТУ в утренние часы летнего времени.

Впрыск воды в вечернее время работы ГТУ оказывает более существенное влияние. Температуру воздуха на входе в компрессор удается значительно снизить с $20,3^\circ\text{C}$ до $15,4^\circ\text{C}$, что видно из рис. 1 (варианты 4, 5 и 6). Это стало возможным благодаря более высокой температуре и низкой относительной влажности атмосферного воздуха в это время суток. Впрыск воды в количестве $D_b = 0,525$ кг/с (вариант 4) и $D_b = 1,050$ кг/с (вариант 5) проходит с полным испарением капель, причем длина испарительного участка составляет $L_{\text{исп}} = 21,26$ м и $L_{\text{исп}} = 32,08$ м соответственно для вариантов 4 и 5. В 6-м варианте расчета ($D_b = 1,575$ кг/с) капли испарились не полностью. Как видно из рис. 4, после прохождения расстояния в 10 метров изменения диаметра капель для 6-го варианта прекратились, параметры воздуха стабилизировались (рис. 1 и 2 вариант 6), продолжался только их разгон потоком воздуха (рис. 3 вари-

ант 6). Для времени 18 часов наиболее выгодным является впрыск воды в количестве $D_b = 1,050$ кг/с (вариант 5): удается наиболее глубоко охладить воздух и при этом происходит полное испарение впрыснутых капель воды. Мощность ГТУ ГТЭ-160 в этом случае удается повысить на $3,358$ МВт, рост эффективного КПД составляет $1,25\%$ от первоначального значения, экономия удельного расхода условного топлива на выработку эл. энергии составляет $b_y = 4,65$ г/(кВт·час).

Анализ проведенных расчетов позволяет рекомендовать применение впрыска воды в ВУ ГТУ в вечернее время летнего периода. При этом существенное значение играет расход впрыскиваемой жидкости, который влияет на степень насыщаемости воздуха парами воды и диаметр капель. Оптимальный расход жидкости, как было показано выше, зависит от окружающих условий и особенностей конкретной модели ГТУ. В частности, например, для выбранной нами ГТУ, при вышеназванных атмосферных условиях, можно рекомендовать расход впрыскиваемой воды в вечернее время летнего периода в количестве $D_b = 1,050$ кг/с (вариант 5), диаметр капель при этом должен быть в пределах $0,8\text{--}1,0$ мм, количество форсунок 2 шт., условный диаметр форсунок $d_y^\phi = 0,01$ м.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведенного численного моделирования можно утверждать, что применение впрыска воды во ВУ ГТУ целесообразно с термодинамической точки зрения. Это повышает надежность ГТУ (более высокая мощность достигается при неизменной температуре газов в камере сгорания), увеличивает производство электрической энергии при пиковых нагрузках и позволяет компенсировать снижение мощности в жаркие дни. Удельный расход условного топлива при этом сокращается.

СПИСОК ОБОЗНАЧЕНИЙ

- M – число Маха;
- m – масса воздуха, кг;
- k – показатель адиабаты;
- a – локальная скорость звука, м/с;
- dQ_i – элементарное количество теплоты, отведенной от 1 кг воздуха к i -й капле, Дж/кг;
- ΔQ_{ki} – количество теплоты, подведенной механизмом конвекции к i -й капле, Дж;
- ΔQ_{mi} – количество теплоты, подведенной механизмом массоотдачи (при конденсации или испарении) к i -й капле, Дж;

ΔQ_{li} – количество теплоты, подведенной излучением к i -й капле, Дж;
 r – удельная теплота парообразования, Дж/(кг·К);
 n_k – количество капель, приходящееся на 1 кг воздуха;
 f – площадь поперечного сечения канала для прохода воздуха, м²;
 μ – коэффициент динамической вязкости воздуха, Па·с;
 R – радиус капли воды, м;
 ρ – плотность воды, кг/м³;
 w – скорость потока воздуха, м/с;
 w_k – скорость капли, м/с;
 τ – время, с;
 $\Delta\tau$ – временной шаг, с;
 x – пространственная переменная, м;
 Δx – шаг по пространству, м;
 Nu – число Нуссельта;
 Sh – число Шервуда;
 Re – критерий Рейнольдса;
 Pr – критерий Прандтля;
 Sc – критерий Шмидта;
 α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К);
 β – коэффициент массоотдачи, м/с;
 d_k – диаметр капли, м;
 λ – коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/(м·К);
 D_p – коэффициент диффузии пара в воздух, м²/с;
 ν – коэффициент кинематической вязкости воздуха, м²/с;
 p – статическое давление воздуха, Па;
 p_w – парциальное давление пара на поверхности капли, Па;
 p_b – барометрическое давление, мм.рт.ст.;
 p^* – полное давление воздуха, Па;
 T – статическая температура воздуха, К;
 t^* – полная температура воздуха, °С;
 $t_{вв}^*$ – полная температура воздуха на входе в ВУ, °С;
 t_r – температура газов в камере сгорания ГТУ, К;
 π_k – степень повышения давления в компрессоре;
 $G_B^{ном}$ – номинальный расход воздуха, кг/с;
 G_b – расход воздуха, кг/с;
 R_n – универсальная газовая постоянная для пара, Дж/(кг·К);
 T_w – температура на поверхности капли, К;
 F_i – площадь поверхности i -й капли, м²;
 $\lambda(T)$ – коэффициент теплопроводности воды, Вт/(м·К);
 $c(T)\rho(T)$ – объемная теплоемкость воды, Дж/(м³·К);
 $T(R, \tau)$ – температура капли на радиусе R в момент времени τ , К;
 T_0 – температура охлаждающей жидкости, К;
 t_0 – температура охлаждающей жидкости, °С;
 $s(0)$ – начальный радиус капли, м;
 $s(\tau)$ – текущее значение радиуса капли, м;
 $L_{исп}$ – длина участка испарения, м;
 L – длина канала, м;
 ϕ – относительная влажность воздуха;

χ – относительный расход воды;
 D_b – расход воды, кг/с;
 A – коэффициент распыла, м·кг/с;
 B – коэффициент затененности, с/м²;
 d_y^{by} – диаметр условный поперечного сечения ВУ, м;
 d_y^{ϕ} – диаметр условный поперечного сечения форсунок, м;
 n – число форсунок;
 $\bar{f}_{зат}$ – степень затененности площади поперечного сечения канала каплями жидкости;
 f_i – площадь поперечного сечения i -й капли, м²;
 $f_{кан}$ – площадь поперечного сечения канала, м².

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Русак А. М., Цирельман Н. М. Тепломассообмен капель жидкости с горящим твердотопливным зарядом // Вопросы теории и расчета рабочих процессов тепловых двигателей: Межвуз. научн. сб. Уфа: УГАТУ, 2002. С. 184–188.
2. Эммонс Г. В. Основы газовой динамики. М.: ИИЛ, 1963. 702 с.
3. Нестеренко А. В. Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха. М.: Высшая школа, 1971. 460 с.
4. Цирельман Н. М. Прямые и обратные задачи тепломассопереноса. М.: Энергоатомиздат, 2005. 392 с.

ОБ АВТОРАХ



Цирельман Наум Моисеевич, проф. каф. авиац. теплотехн. и теплоэнерг. Дипл. инж.-механик (ОТИПХАП, Одесса, 1963). Д-р техн. наук (КГТУ им. Туполева, 1995). Числен. аналит. эксперим. иссл. в обл. тепло-массообмена.



Мустафин Ренат Рафаилович, асп. той же каф. Дипл. инженер-теплотехник (УГАТУ, 2006).