

ТЕПЛОМАССОБМЕН ПРИ ИСПАРЕНИИ КАПЕЛЬ ВОДЫ В ПОТОКЕ ВОЗДУХА

Р.Р. Мустафин, Н.М. Цирельман

Уфимский государственный авиационный технический университет, Уфа, Россия

АННОТАЦИЯ

Впрыск воды во входное устройство (ВУ) газотурбинных установок (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. При этом представляет интерес установление длины испарительного участка, времени испарения и изменения параметров газожидкостного дисперсоида.

1. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОМАССОБМЕНА В ВУ

В работе исследован процесс тепломассопереноса капель воды, впрыснутых в поток воздуха, математическая модель которого основывается на следующих допущениях [1]:

- 1) частицы жидкости играют роль источников или стоков тепла, вещества и количества движения;
- 2) все процессы рассматриваются как квазистационарные, кроме процесса теплопроводности в капле, и используются стационарные уравнения газодинамики и движения капель;
- 3) стенки канала адиабатны и отсутствуют потери энергии как на трение, так и при смешении пара с присоединенной массой;
- 4) нагревание и испарение капель считается равномерным по поверхности, т.е. реактивная сила отходящей массы отсутствует.

Математическая модель процессов тепломассообмена в ВУ с учетом принятых допущений основывается на совместном рассмотрении следующих уравнений воздействий

$$dw = \frac{w}{M^2 - 1} \left(\frac{df}{f} - \frac{dm_n}{m} - \frac{k-1}{a^2} \sum_{i=1}^{n_k} dQ_i \right), \quad (1)$$

$$dT = \frac{T}{M^2 - 1} \left[\frac{(k-1)(kM^2 - 1)}{a^2} \sum_{i=1}^{n_k} dQ_i + X \right], \quad (2)$$

$$dp = \frac{p}{M^2 - 1} \left[\frac{k(k-1)}{a^2} M^2 \sum_{i=1}^{n_k} dQ_i + Y \right], \quad (3)$$

$$dM = M \left[\frac{dw}{w} - \frac{dT}{T} \right], \quad (4)$$

к которым присоединяется уравнение движения капли под действием аэродинамической силы

$$6\pi\mu s(\tau)(w - w_k) = \frac{4}{3}\pi s(\tau)^3 \rho \frac{dw_k}{dt}, \quad (5)$$

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

Отметим, что такой подход к исследуемой проблеме описан применительно к другим задачам в методе Шапиро-Хоторна [2]. В настоящей работе, во-первых, учтено затенение поперечного сечения потока каплями жидкости, представляющее собой геометрическое воздействие, которое возникает из-за того, что капли жидкости занимают часть поперечного сечения канала. Во-вторых, при испарении капель жидкости изменяется и площадь поперечного сечения для прохода воздуха в канале постоянного поперечного сечения, что также приводит к геометрическому воздействию на поток и, наконец, 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, так что имеем

$$\bar{f}_{\text{зат}} = \frac{\sum_{i=1}^{n_k} f_i}{f_{\text{кан}}} \Big|_{x=0}. \quad (6)$$

Так как с увеличением D_b качество распыла улучшается, то предполагается, что $d_k = A/D_b$, где A – коэффициент распыла. 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 $n = f(D_b)$ и $f_i = f(d_k^2) = f(1/D_b^2)$, в работе предложен следующий вид формулы для определения степени затененности

$$\bar{f}_{\text{зат}} = \frac{B}{D_b} \Big|_{x=0}, \quad (7)$$

где B – коэффициент затененности.

2. АЛГОРИТМ ПРОВЕДЕНИЯ РАСЧЕТА ПРОЦЕССА ТЕПЛОМАССОБМЕНА В ВУ И ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТЕПЛОВОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГТУ

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 воздухом. Для упрощения алгоритма предполагалось, что размер капель, впрыснутых в поток воздуха, одинаков.

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

$$Nu = 2 + 0,6Re^{0.5} Pr^{1/3}, \quad (8)$$

$$Sh = 2 + 0,6Re^{0.5} Sc^{1/3}, \quad (9)$$

где

$$\text{Nu} = \frac{\alpha d_{\kappa}}{\lambda}, \quad (10)$$

$$\text{Sh} = \frac{\beta d_{\kappa}}{D_{\text{п}}}, \quad (11)$$

$$\text{Re} = \frac{(w - w_{\kappa}) d_{\kappa}}{\nu}. \quad (12)$$

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

$$D_{\text{п}} = D_0 \left(\frac{T}{273} \right)^{1,89} \frac{760}{p_{\sigma}}, \quad (13)$$

где $D_0 = 0,0754 \text{ м}^2/\text{с}$.

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

$$\Delta Q_i = \Delta Q_{\kappa_i} + \Delta Q_{M_i} + \Delta Q_{\text{п}_i}. \quad (14)$$

В этой формуле (14) имеем, в частности, величину ΔQ_{κ_i} равной

$$\Delta Q_{\kappa_i} = \alpha F_i (T - T_w) \Delta \tau. \quad (15)$$

Масса паров $\Delta m_{\text{п}}$, поступивших в поток воздуха в процессе конвективной массоотдачи от i -й капли, определялась по зависимости

$$\Delta m_{\text{п}} = \beta F_i \frac{(p_w - p_{\text{п}})}{R_{\text{п}} T} \Delta \tau. \quad (16)$$

Для правильного учета движущей силы процессов тепломассообмена следует точно рассчитывать разности температур $T_w - T$ и давлений пара $p_w - p_{\text{п}}$ на поверхности капли и на удалении от неё. Были учтены движения внешней границы капли вследствие протекания процессов конденсации и испарения и формирование температурного поля в ней, а также начальная относительная влажность воздуха. Значения температур T_w на поверхности капель и соответствующие им значения давления насыщения 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:

$$c(T) \rho(T) \frac{\partial T(R, \tau)}{\partial \tau} = \frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial R} \left[R^2 \lambda(T) \frac{\partial T(R, \tau)}{\partial R} \right], \quad (17)$$

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

$$T(R, 0) = T_0, \quad R \in (0; s(0)); \quad (18)$$

$$-\lambda(T) \frac{\partial T}{\partial R} \Big|_{R=s(\tau)} = \alpha (T - T_w) - \frac{r \partial m_{\text{п}}}{F_i \partial \tau}, \quad \tau > 0; \quad (19)$$

$$\frac{\partial T}{\partial R} \Big|_{R=0} = 0, \quad \tau > 0. \quad (20)$$

Она решалась по неявной схеме с привлечением метода прогонки.

Радиус капли разбивался на 100 равных частей и составлялся конечно-разностный аналог уравнения (17). При этом в одномерной постановке решалась задача о разгоне каплей потоком воздуха.

3. РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ

Для тестирования предлагаемого алгоритма были заданы следующие значения параметров процесса: относительные массовые расходы охлаждающей воды $\chi = 0,003$, $\chi = 0,004$, $\chi = 0,006$; коэффициент распыла A выбирался из условия $d_k|_{D_b=5\text{кг/с}} = 0,1\text{мм}$; $B = 0,1$; $T_0 = 298\text{К}$; $T^* = 313\text{К}$; $p^* = 101,3\text{кПа}$; $\varphi = 0,25$; $d_y^{\text{by}} = 3,63\text{м}$; $d_y^{\phi} = 0,01\text{м}$; $n = 2$.

В качестве данных для расчета ГТУ были приняты данные ГТУ ГТЭ-160: $G_B^{\text{ном}} = 529\text{кг/с}$; $\pi_k = 12$; $T_r = 1333\text{К}$. Основное топливо – природный газ. Расчет климатических характеристик производился согласно программе регулирования $\bar{n} = 1$, $T_r = 1333\text{К}$.

В результате расчетов были получены следующие данные:

- 1) при $\chi = 0$ – $T_{\text{вы}}^* = 313\text{К}$, $G_B = 510,4\text{кг/с}$, $N_3 = 125,865\text{МВт}$, $\eta_3 = 0,305$;
- 2) при $\chi = 0,003$ – $T_{\text{вы}}^* = 305,7\text{К}$, $G_B = 514,3\text{кг/с}$, $N_3 = 132,026\text{МВт}$, $\eta_3 = 0,311$;
- 3) при $\chi = 0,004$ – $T_{\text{вы}}^* = 303,0\text{К}$, $G_B = 515,5\text{кг/с}$, $N_3 = 134,325\text{МВт}$, $\eta_3 = 0,312$;
- 4) при $\chi = 0,006$ – $T_{\text{вы}}^* = 298,3\text{К}$, $G_B = 518,2\text{кг/с}$, $N_3 = 138,639\text{МВт}$, $\eta_3 = 0,316$.

Как видно из расчетов при $\chi = 0,006$ относительный прирост мощности составляет $\delta N_3 = 10,1\%$. Длина участка испарения для $\chi = 0,006$ составила $L_{\text{исп}} = 0,132\text{м}$.

Графики изменения параметров воздуха и капель по длине канала представлены на рис. 1-6.

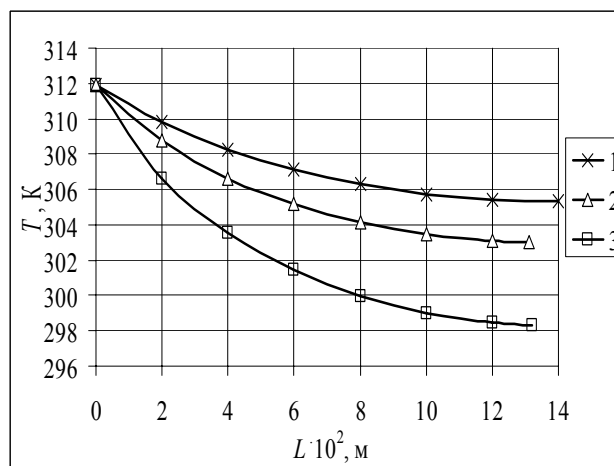


Рис. 1. Изменение температуры потока воздуха по длине канала:
1 – $\chi = 0,003$; 2 – $\chi = 0,004$; 3 – $\chi = 0,006$.

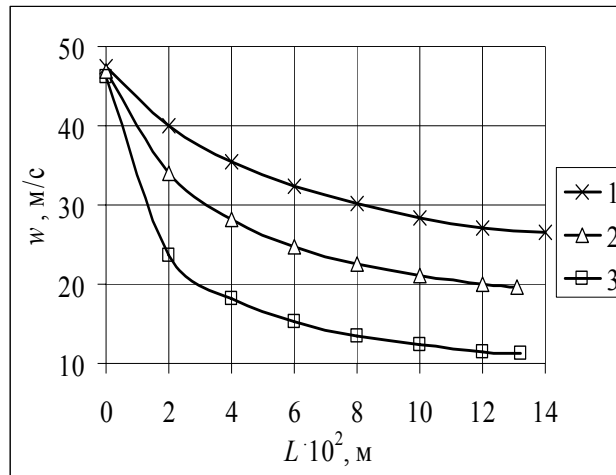


Рис. 2. Изменение скорости воздуха по длине канала:
 1 – $\chi = 0,003$; 2 – $\chi = 0,004$; 3 – $\chi = 0,006$.

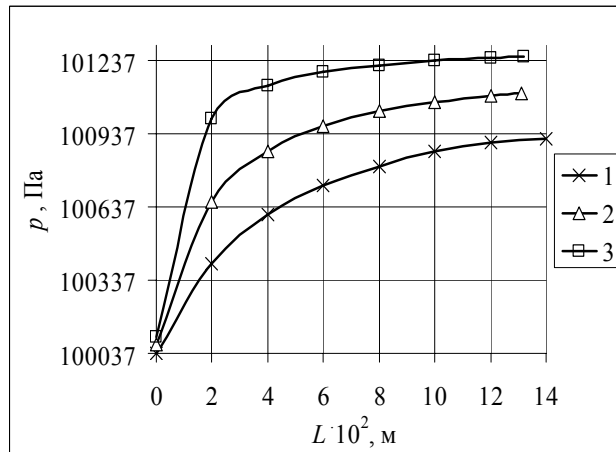


Рис. 3. Изменение статического давления воздуха по длине
 канала: 1 – $\chi = 0,003$; 2 – $\chi = 0,004$; 3 – $\chi = 0,006$.

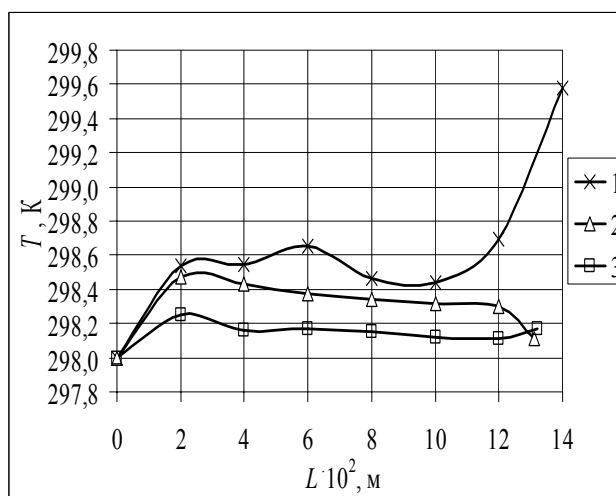


Рис. 4. Изменение температуры поверхности капель по длине
 канала: 1 – $\chi = 0,003$; 2 – $\chi = 0,004$; 3 – $\chi = 0,006$.

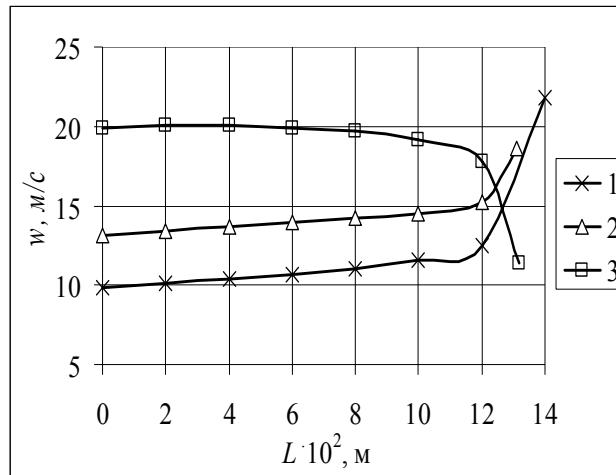


Рис. 5. Изменение скорости капель по длине канала:
 1 – $\chi = 0,003$; 2 – $\chi = 0,004$; 3 – $\chi = 0,006$.

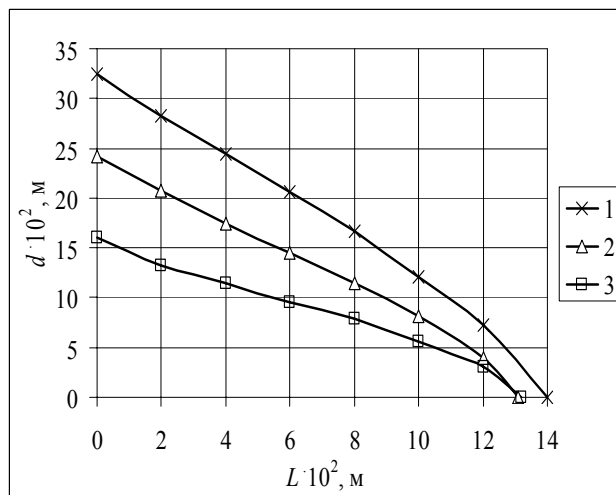


Рис. 6. Изменение диаметра капель по длине канала:
 1 – $\chi = 0,003$; 2 – $\chi = 0,004$; 3 – $\chi = 0,006$.

Как видно из результатов расчета (рис. 1) температура потока воздуха по длине канала оказывается меньшей, для одних и тех же поперечных сечений, при больших величинах χ . В конце участка испарения для $\chi = 0,003$ полная температура потока воздуха составила $T^* = 305,81\text{К}$, для $\chi = 0,004$ имеем $T^* = 303,37\text{К}$, а для $\chi = 0,006$ – $T^* = 298,51\text{К}$. Скорость потока воздуха (рис. 2) уменьшается по длине канала для всех χ , что вызвано большим воздействием «захолаживания» потока и увеличения площади поперечного сечения канала для прохода воздуха, вследствие испарения капель, чем увеличение массы воздушной смеси.

Различная начальная скорость капель обусловлена увеличением χ при неизменных площадях поперечных сечений форсунок и их количества. Причем для случая 1 и 2 (см. рис. 5) наблюдается повышение скорости капель, а для случая 3 её понижение, что объясняется различными диаметрами капель (с увеличением χ диаметр капель уменьшается, качество распыла улучшается) и как следствие их массами. Диаметр

капель в начальный момент времени различен для разных χ и выбирался исходя из принятого нами уравнения. Как видно из рассмотрения (рис. 6), d_k по длине канала уменьшается вследствие испарения капли и для больших значений χ длина участка испарения $L_{исп}$ оказывается меньшей.

4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В работе даны математическая модель тепломассопереноса капель жидкости в потоке воздуха и алгоритм проведения соответствующих расчетов на ПЭВМ. Решена модельная задача испарения капель воды, впрыснутых во ВУ ГТУ, а также произведен термодинамический расчет ГТУ при соответствующих T^* , T_0 и χ . При этом учтены затенение каплями поперечного сечения потока воздуха и наличие градиента температуры по радиусу капли.

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 -ой капле, Дж/кг;
- ΔQ_{k_i} – количество теплоты, подведенной механизмом конвекции к i -ой капле, Дж;
- ΔQ_{m_i} – количество теплоты, подведенной механизмом массоотдачи (при конденсации или испарении) к i -ой капле, Дж;
- ΔQ_{l_i} – количество теплоты, подведенной излучением к i -ой 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);
 $D_{\text{п}}$ – 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;
 $p_{\text{б}}$ – барометрическое давление, мм.рт.ст.;
 p^* – полное давление воздуха, Па;
 T – статическая температура воздуха, К;
 T^* – полная температура воздуха, К;
 $T_{\text{вУ}}^*$ – полная температура воздуха на входе в ВУ, К;
 $T_{\text{г}}$ – температура газов в камере сгорания ГТУ, К;
 $\pi_{\text{к}}$ – степень повышения давления в компрессоре;
 $G_{\text{в}}^{\text{ном}}$ – номинальный расход воздуха, кг/с;
 \bar{n} – приведенная частота вращения;
 $G_{\text{в}}$ – расход воздуха, кг/с;
 $R_{\text{п}}$ – 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;
 $s(0)$ – начальный радиус капли, м;
 $s(\tau)$ – текущее значение радиуса капли, м;
 $L_{\text{исп}}$ – длина участка испарения, м;
 L – длина канала, м;
 φ – относительная влажность воздуха;
 $\eta_{\text{э}}$ – эффективный КПД ГТУ;
 $N_{\text{э}}$ – электрическая мощность ГТУ, МВт;
 $\delta N_{\text{э}}$ – относительный прирост мощности;
 χ – относительный расход воды;
 $D_{\text{в}}$ – расход воды, кг/с;
 A – коэффициент распыла;
 B – коэффициент затененности;
 $d_{\text{y}}^{\text{вУ}}$ – диаметр условный поперечного сечения ВУ, м;
 $d_{\text{y}}^{\text{ф}}$ – диаметр условный поперечного сечения форсунки, м;
 n – число форсунок;
 $\bar{f}_{\text{зат}}$ – степень затененности площади поперечного сечения канала каплями жидкости;
 f_i – площадь поперечного сечения i -й капли, м²;
 $f_{\text{кан}}$ – площадь поперечного сечения канала, м².

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

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