

УДК 621

Н.М. Цирельман, профессор, д-р техн. наук,**Р.Р. Мустафин, аспирант***Уфимский государственный авиационный технический университет**ул. К. Маркса 12, г. Уфа, Россия, 450000**E-mail: renatko@mail.ru***МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОМАСООБМЕНА ВО ВХОДНОМ УСТРОЙСТВЕ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ**

Создана математическая модель процессов тепломассообмена капель жидкости с потоком воздуха и алгоритм на ПЭВМ. Решается модельная задача испарения капель воды, впрыснутых во входное устройство газотурбинных установок, с учетом затенения каплями поперечного сечения потока воздуха и наличия градиента температуры по радиусу капли.

Введение. Сооружение установок комбинированного цикла в последние два десятилетия является основной тенденцией развития мировой теплоэнергетики. Комбинация цикла Брайтона на базе газотурбинных установок (ГТУ) и цикла Ренкина на базе паротурбинной установки (ПТУ) 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 увеличиваются. 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 (ПГУ) реализуется КПД (брутто) порядка 58–60 %. Впрыск воды во входное устройство (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 впрыскивают при помощи форсунок, обеспечивающих её хороший распыл. При этом мелкие 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 её 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 тепломассообмена 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 теплоты, 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 включала в себя совместное рассмотрение следующих уравнений воздействий

$$dw = \frac{w}{M^2 - 1} \left(\frac{df}{f} - \frac{dm_{\text{п}}}{m} - \frac{k-1}{a^2} \sum_{i=1}^{n_k} dQ_i \right), \quad dT = \frac{T}{M^2 - 1} \left[\frac{(k-1)(kM^2 - 1)}{a^2} \sum_{i=1}^{n_k} dQ_i + X \right],$$

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

к которым присоединяется уравнение движения капли под действием аэродинамической силы

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

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

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 изменяющемуся 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_b качество распыления улучшается, то предлагается зависимость вида $d_k = A/D_b$, 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 $n = f(D_b)$ и $f_i = f(d_k^2) = f(1/D_b^2)$, в работе предложен следующий вид формулы для определения степени затененности во входном сечении:

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

где B – коэффициент затененности.

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 тепломассообмена капель с потоком воздухом.

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

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

где

$$\text{Nu} = \frac{\alpha d_k}{\lambda}, \quad \text{Sh} = \frac{\beta d_k}{D_{\text{п}}}, \quad \text{Re} = \frac{(w - w_k)d_k}{\nu}.$$

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

$$D_{\text{п}} = D_0 \left(\frac{T}{273} \right)^{1,89} \frac{760}{p_0},$$

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

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

$$\Delta Q_i = \Delta Q_{\kappa_i} + \Delta Q_{m_i} + \Delta Q_{л_i} \quad . \quad (1)$$

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

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

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

$$\Delta m_{п_i} = \beta F_i \frac{(p_w - p_{п_i})}{R_{п_i} T} \Delta \tau .$$

Для правильного учета движущей силы процессов тепломассообмена следует точно рассчитывать разности температур $T_w - T$ и давлений пара $p_w - p_{п_i}$ на поверхности капли и на удалении от неё. 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

$$c(T) \rho(T) \frac{\partial T(R, \tau)}{\partial \tau} = \frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial R} \left[R^2 \lambda(T) \frac{\partial T(R, \tau)}{\partial R} \right], \quad 0 < R < s(\tau), \quad \tau > 0; \quad (2)$$

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

$$-\lambda(T) \frac{\partial T}{\partial R} \Big|_{R=s(\tau)} = \alpha(T - T_w) - \frac{r \partial m_{п_i}}{F_i \partial \tau}, \quad \tau > 0; \quad (4)$$

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

которая решалась по неявной схеме с привлечением метода прогонки.

При этом 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 во 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 года. Эти данные позволили задать условия для моделирования, приближенные к реальным. В таблице 1, 2 представлены среднемесячные температура и относительная влажность атмосферного воздуха за 0, 3, 6, 9, 12, 15, 18, 21 час суток месяца июня 2007 года г. Уфы.

Таблица 1 – Среднемесячная температура воздуха

Время, ч	0	3	6	9	12	15	18	21
$t, ^\circ\text{C}$	13,9	12,2	11,3	13,5	17,2	19,6	20,3	18,3

Таблица 2 – Среднемесячная относительная влажность воздуха

Время, ч	0	3	6	9	12	15	18	21
$t, ^\circ\text{C}$	79,2	81,8	83,9	75,8	61,2	52	49,1	57,8

Как видно из рассмотрения таблицы 1, минимальная и максимальная температуры атмосферного воздуха приходятся на 6 и 18 час суток соответственно и их среднемесячные значения составляют 20,3°С и 11,3°С. 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 наблюдается снижение мощности ГТУ. Форсирование ГТУ в это время целесообразно, однако изменение относительной

влажности и температуры воздуха существенно влияет на процесс испарение капель воды, впрыснутых в поток воздуха. Последнее 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 распыла A выбирался из условия $d_k|_{D_B=1,6 \text{ кг/с}} = 0,5 \text{ мм}$; $B = 0,04$; $t_0 = 10^\circ \text{C}$; $t^* = 11,3^\circ \text{C}$; $p^* = 101,3 \text{ кПа}$; $\phi = 0,839$; $d_y^\phi = 0,01 \text{ м}$; $n = 2$.

В качестве исходных на момент времени 18 часов дня принималось: $\chi = 0,001$, $\chi = 0,002$, $\chi = 0,003$; коэффициент распыла A выбирался из условия $d_k|_{D_B=1,6 \text{ кг/с}} = 0,5 \text{ мм}$; $B = 0,04$; $t_0 = 10^\circ \text{C}$; $t^* = 20,3^\circ \text{C}$; $p^* = 101,3 \text{ кПа}$; $\phi = 0,491$; $d_y^\phi = 0,01 \text{ м}$; $n = 2$.

При этом были приняты данные ГТУ ГТЭ-160: $G_s^{\text{ном}} = 529 \text{ кг/с}$; $\pi_k = 12$; $t_s = 1060^\circ \text{C}$. Основное топливо – природный газ. Расчет климатической характеристики производился из соображений прочности и надежности согласно программе регулирования $\bar{n} = \text{const} = 1$, $t_s = \text{const} = 1060^\circ \text{C}$.

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

На рисунках 1, 2, 3, 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, а варианты 4, 5 и 6 – на момент времени 18 часов.

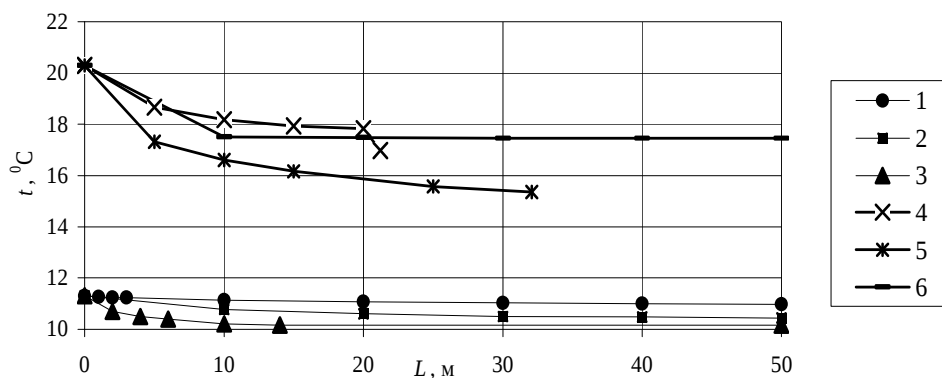


Рисунок 1 – Изменение температуры потока воздуха по длине канала: 1 – $\chi|_{\tau=6 \text{ ч}} = 0,0002$; 2 – $\chi|_{\tau=6 \text{ ч}} = 0,0005$; 3 – $\chi|_{\tau=6 \text{ ч}} = 0,001$; 4 – $\chi|_{\tau=18 \text{ ч}} = 0,001$; 5 – $\chi|_{\tau=18 \text{ ч}} = 0,002$; 6 – $\chi|_{\tau=18 \text{ ч}} = 0,003$

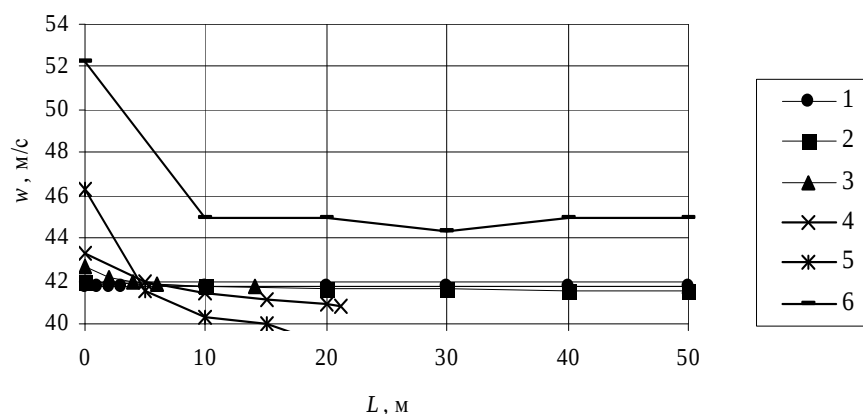


Рисунок 2 – Изменение скорости воздуха по длине канала: 1 – $\chi|_{\tau=6 \text{ ч}} = 0,0002$; 2 – $\chi|_{\tau=6 \text{ ч}} = 0,0005$; 3 – $\chi|_{\tau=6 \text{ ч}} = 0,001$; 4 – $\chi|_{\tau=18 \text{ ч}} = 0,001$; 5 – $\chi|_{\tau=18 \text{ ч}} = 0,002$; 6 – $\chi|_{\tau=18 \text{ ч}} = 0,003$

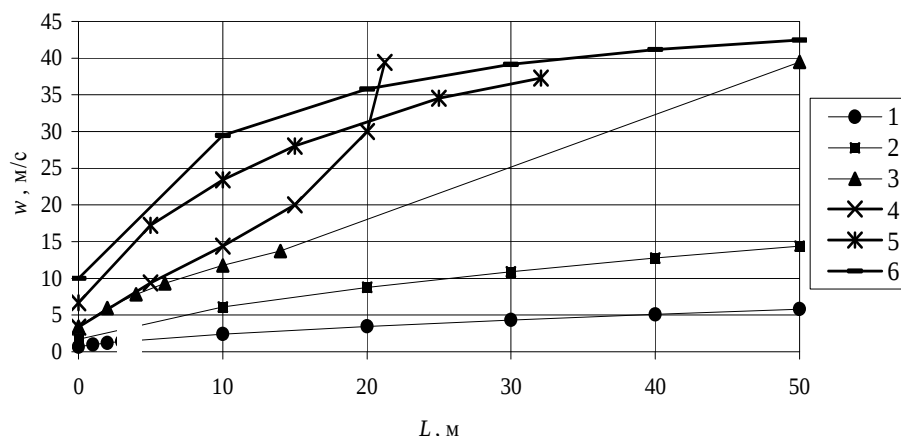


Рисунок 3 – Изменение скорости капель по длине канала: 1 – $\chi|_{\tau=6\text{ ч}} = 0,0002$; 2 – $\chi|_{\tau=6\text{ ч}} = 0,0005$;
3 – $\chi|_{\tau=6\text{ ч}} = 0,001$; 4 – $\chi|_{\tau=18\text{ ч}} = 0,001$; 5 – $\chi|_{\tau=18\text{ ч}} = 0,002$; 6 – $\chi|_{\tau=18\text{ ч}} = 0,003$

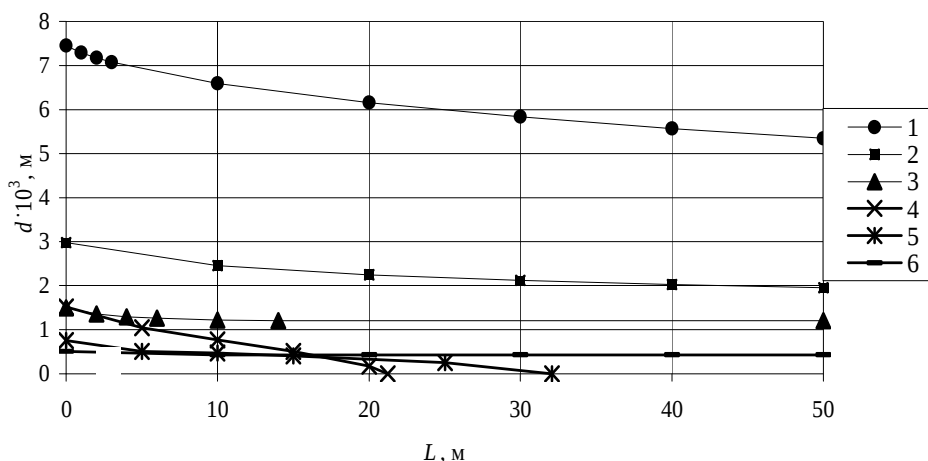


Рисунок 4 – Изменение диаметра капель по длине канала: 1 – $\chi|_{\tau=6\text{ ч}} = 0,0002$; 2 – $\chi|_{\tau=6\text{ ч}} = 0,0005$;
3 – $\chi|_{\tau=6\text{ ч}} = 0,001$; 4 – $\chi|_{\tau=18\text{ ч}} = 0,001$; 5 – $\chi|_{\tau=18\text{ ч}} = 0,002$; 6 – $\chi|_{\tau=18\text{ ч}} = 0,003$

Как видно из результатов расчета, показанных на рисунке 1, температура потока воздуха по длине канала оказывается меньшей для одних и тех же поперечных сечений при больших величинах χ , при одинаковых начальных температурах воздуха. Впрыск воды во ВУ в утреннее время работы ГТУ позволяет снизить температуру воздуха на входе в компрессор, но не существенно (рисунок 1, варианты 1, 2, 3). При впрыске воды в количестве $D_b = 0,530 \text{ кг/с}$ (рисунок 1, вариант 3) температуру воздуха удается снизить на $0,7^\circ\text{C}$, что приводит к увеличению мощности ГТЭ-160 на $0,317 \text{ МВт}$ ($0,2\%$ от мощности при той же температуре воздуха без впрыска). Все варианты впрыска в утреннее время не позволили испариться каплям полностью, что показано на рисунке 4 (варианты 1, 2, и 3). После пролета каплями расстояния в 50 м процесс испарения прекратился и параметры воздуха стабилизировались. Все это объясняется достаточно низкой температурой и высокой относительной влажностью воздуха в утренние часы. Как видно из рисунка 2 (варианты 1, 2, и 3), скорость воздуха по длине канала падает незначительно, а скорость капель возрастает, что изображено на рисунке 3 (варианты 1, 2 и 3). Причем для 3-го варианта впрыска ($D_b = 0,530 \text{ кг/с}$) скорость оказывается намного выше, чем для впрыска количества $D_b = 0,270 \text{ кг/с}$ (вариант 2) и $D_b = 0,110 \text{ кг/с}$ (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 (рисунок 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 эрозионному износу лопаток первых ступеней без существенного увеличения мощности. Полученные данные позволяют утверждать о нецелесообразности 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 удастся значительно снизить с 20,3°C до 15,4°C, что видно из рисунка 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 $D_b = 0,525 \text{ кг/с}$ (вариант 4) и $D_b = 1,050 \text{ кг/с}$ (вариант 5) проходит с полным испарением капель, причем длина испарительного участка составляет $L_{\text{исп}} = 21,26 \text{ м}$ и $L_{\text{исп}} = 32,08 \text{ м}$ соответственно для вариантов 4 и 5. В 6-ом варианте расчета ($D_b = 1,575 \text{ кг/с}$) капли испарились не полностью. Как видно из рисунка 4, после прохождения расстояния в 10 м изменения диаметра капель для 6-го варианта прекратились, параметры воздуха стабилизировались (рисунок 1 и 2 вариант 6), продолжался только их разгон потоком воздуха (рисунок 3 вариант 6). Для времени 18 часов наиболее выгодным является впрыск воды в количестве $D_b = 1,050 \text{ кг/с}$ (вариант 5): удастся наиболее глубоко охладить воздух и при этом происходит полное испарение впрыснутых капель воды. Мощность ГТУ ГТЭ-160 в этом случае удастся повысить на 3,358 МВт (2,34 % от мощности при той же температуре воздуха без впрыска), рост эффективного КПД составляет 1,25 % от первоначального значения, экономия удельного расхода условного топлива на выработку эл. энергии составляет $b_y = 4,65 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}$.

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 можно рекомендовать расход впрыскиваемой воды в вечернее время летнего периода в количестве $D_b = 1,050 \text{ кг/с}$ (вариант 5), диаметр капель при этом должен быть в пределах 0,8...1,0 мм, количество форсунок 2 шт., условный диаметр форсунок $d_y^\Phi = 0,01 \text{ м}$.

4. Заключение. В результате проведенного численного моделирования можно утверждать, что применение впрыска воды во ВУ ГТУ целесообразно. 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.

Дальнейшие исследования продолжаются по совершенствованию математической модели, описывающей поведение капель жидкости в потоке газа, в частности, ведутся разработки моделей взаимодействия капель с горячей поверхностью и гашением твердотопливного заряда.

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; Δt – 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_Π – 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_6 – барометрическое давление, мм.рт.ст.; p^* – полное давление воздуха, Па; T – статическая температура воздуха, К; t^* – полная температура воздуха, °C; $t_{\text{ВУ}}$ – полная температура воздуха на входе в ВУ, °C; t_t – температура газов в

камере сгорания ГТУ, К; π_k – степень повышения давления в компрессоре; $G_b^{\text{ном}}$ – номинальный расход воздуха, кг/с; $\bar{n}$ – приведенная частота вращения; G_b – 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; t_0 – температура охлаждающей жидкости, °С; $s(0)$ – 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; χ – относительный расход воды; D_b – расход воды, кг/с; A – коэффициент распыла; B – коэффициент затененности; $d_y^{\text{бу}}$ – диаметр условный поперечного сечения ВУ, м; d_y^{ϕ} – 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.

Библиографический список

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

Поступила в редакцию 7.05.2008 г.