

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОМАССОПЕРЕДАЧИ В МНОГОФАЗНОЙ СРЕДЕ КОНДЕНСАТОРА ТУРБИНЫ

А.Е. БАРОЧКИН, В.П. ЖУКОВ, А.Н. БЕЛЯКОВ, Г.В. ЛЕДУХОВСКИЙ
ФГБОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина», Иваново, Россия
E-mail: zhukov@home.ivanovo.ru

Авторское резюме

Состояние вопроса: Существующие методы расчета конденсаторов турбин не учитывают эффектов переохлаждения конденсата ниже температуры насыщения и деаэрацию конденсата.

Материалы и методы: Создание математической модели процессов тепломассопередачи в многофазной среде конденсатора турбины основано на ячейечной методологии, которая позволяет учитывать указанные эффекты.

Результаты: Разработана математическая модель процессов тепломассопередачи в многофазной среде конденсатора турбины. По результатам натурных испытаний конденсационной установки проведена идентификация модели. Разработаны рекомендации по повышению эффективности эксплуатации конденсационных установок.

Выводы: Использование полученных результатов направлено на повышение эффективности эксплуатации и конструирования конденсационных установок.

Ключевые слова: многофазная среда, конденсационная установка, тепломассообмен, деаэрация, математическая модель.

SIMULATION OF HEAT-MASS TRANSFER IN POLYPHASE ENVIRONMENT OF TURBINE CONDENSER

A.E. BAROCHKIN, V.P. ZHUKOV, A.N. BELYAKOV, G.V. LEDUHOVSKY
Ivanovo State Power University, Ivanovo, Russia
E-mail: zhukov@home.ivanovo.ru

Abstract

Background: The existing methods of turbine condensers calculation do not take into account the effects of surfusion of condensate below saturation temperature and deaeration of condensate.

Materials and methods: The simulation of the mathematical model for heat-mass transfer processes in polyphase environment of turbine condenser is based on the cellular methodology which allows to consider the above mentioned effects.

Results: We carried out a simulation of heat-mass transfer processes in polyphase environment of turbine condenser. Taking into consideration the results of the actual condensing works tests, we carried out a model identification, and developed a set of recommendations on enhancing of effectiveness of condensate works operation.

Conclusions: The obtained results can be applied to enhance effectiveness of operation and construction of condensing works.

Key words: polyphase environment, condensing works, heat-mass exchange, deaeration, mathematical model.

Нами ранее [1] предложен метод расчета теплообмена в многопоточных теплообменных установках, позволяющий определять параметры теплоносителей в произвольной точке системы и находить наиболее эффективные схемы движения потоков теплоносителей. В целом ряде технологических установок процесс теплообмена тесно связан с процессом массообмена. В качестве примера можно привести конденсатор турбины, в котором на процесс теплообмена существенно влияет процесс массообмена между газом, растворенным в воде, и газом, содержащимся в паровой фазе [2]. Целью работы является дальнейшее развитие предложенного ранее подхода для описания совмещенных процессов теплообмена и массообмена в конденсаторе турбины.

Под многопоточными аппаратами понимаются установки с числом потоков 3 и более. В ка-

честве объекта исследования рассматривается конденсатор турбины, а в качестве многофазной многопоточной среды – совокупность следующих потоков:

- циркуляционная (охлаждающая) вода;
- пар;
- конденсат пара;
- газ в паровой фазе;
- газ в жидкой фазе.

Эскиз конденсатора с указанием основных потоков приведен на рис. 1,а. Циркуляционная вода 1 подается в водяную камеру снизу, проходит по трубам первого хода, в поворотной водяной камере разворачивается на 180 градусов и после прохождения трубной системы второго хода покидает аппарат. Отработавший в турбине пар 3 поступает в межтрубное пространство конденсатора сверху. Образовавшийся конденсат пара 2 собирается в конденсатосборник и отво-

дится из конденсатора. Воздухоохладитель отделен от зоны массовой конденсации парового пространства экраном (рис. 1, жирная линия). Неконденсируемые газы удаляются из зоны воздухоохладителя через патрубок отсоса паровоздушной смеси 4 к основному эжектору. Расчетное фазовое пространство показано на рис. 1,б; схемы движения фазовых потоков и использованная нумерация ячеек – на рис. 1,в–ж.

Основная задача исследования формулируется следующим образом. Для существующей или проектируемой конденсационной установки определить технологические и режимные параметры теплоносителей в аппарате и на выходе из него.

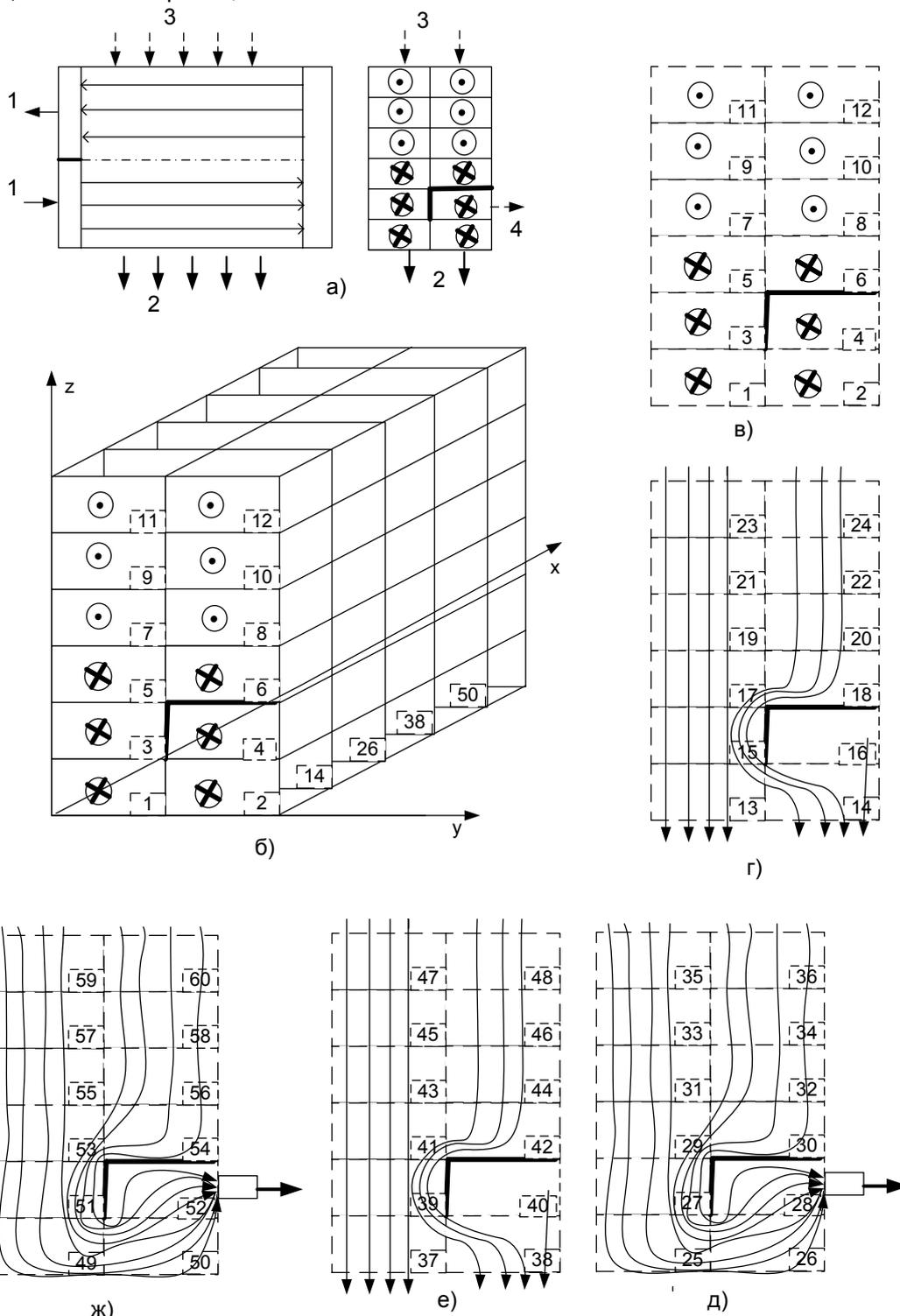


Рис. 1. Эскиз конденсатора (а), расчетное фазовое пространство (б) и схемы движения в конденсаторе фазовых потоков: циркуляционной воды (в), конденсата (г), пара (д), газа в конденсате (е) и газа в паре (ж) (цифрами на эскизе конденсатора показаны потоки: 1 – циркуляционной воды; 2 – конденсата; 3 – пара; 4 – выпара; цифры в прямоугольных рамках соответствуют номерам ячеек)

В основу моделирования положено кинетическое уравнение Больцмана [3], которое позволяет описывать эволюцию плотности распределения вещества по выбранным фазовым координатам при совместном протекании двух и более процессов. В предлагаемом подходе искомой функцией является плотность распределения вещества по выбранному фазовому пространству, структура которого для конденсатора турбины представлена на рис. 1. Рабочее пространство конденсатора вдоль выбранных фазовых координат разделено на ячейки. Направление геометрических координат y и z показано на рис. 1,б. Ячейки вдоль оси x располагаются слоями, каждый из которых относится к соответствующему фазовому потоку: циркуляционной воде; конденсату; пару; газу в паровой фазе и газу в жидкой фазе. Направления движения потоков с указанием номеров соответствующих им ячеек приводятся на рис. 1,в-ж.

Для численного решения уравнения Больцмана используется ячеечный подход, построенный на балансах энергии и массы в каждой ячейке фазового пространства. Искомая плотность распределения вещества по ячейкам представляется вектором $\mathbf{S} = \{S_i\}$, где индекс i соответствует номеру ячейки (рис. 1). Алгоритм расчета искомого распределения \mathbf{S} в произвольные моменты времени включает следующие этапы. Сначала для каждой ячейки фазового пространства определяются номера ячеек, с которыми она может взаимодействовать. Затем составляются уравнения теплового и материального балансов для определения потоков энергии или вещества между этими ячейками. Известные потоки энергии и массы позволяют определить потоки вероятностей переходов за рассматриваемый промежуток времени Δt . Указывая для каждой ячейки адреса ячеек, в которые возможен переход, и вероятности этих переходов, составляется оператор \hat{p} , который описывает эволюцию искомой плотности распределения [4]

$$S^{k+1} = \hat{p}(Y, S^k), \quad (1)$$

где верхний индекс k соответствует номеру шага по времени; Y – случайная величина, которая показывает адреса возможных переходов и соответствующие им вероятности. Матричный оператор \hat{p} соответствует суммированию потоков вероятностей из всех ячеек в i -ю ячейку системы:

$$S_i^{k+1} = \sum_{j=1,n} S_j^k p_{ij}, \quad (2)$$

где p_{ij} – вероятность перехода из j -й ячейки в i -ю. Операторное выражение (1) по сравнению традиционным матричным описанием процессов [5] позволяет существенно экономить машинные ресурсы за счет исключения операций с нулевыми элементами. Программа, реализующая предложенный алгоритм, получила свидетельство о

государственной регистрации программы для ЭВМ [4].

Экспериментальные исследования конденсатора турбины проводились в целях получения опытных данных для идентификации модели, определения теплового состояния установки и выработки рекомендаций для повышения эффективности ее работы. Основные характеристики конденсационной установки турбины ПТ-12-35/10М, на которой проводились эксперименты, представлены в табл. 1.

Таблица 1. Характеристики конденсатора турбины ПТ-12-35/10М

№	Показатель	Значение
1	Площадь поверхности теплообмена, м ²	540
2	Площадь проходного сечения трубной части конденсатора по воде, м ²	0,257
3	Внутренний диаметр теплообменных трубок конденсатора, мм	17
4	Материал теплообменных трубок конденсатора	Л-68
5	Количество теплообменных трубок конденсатора, шт.	2266
6	Число ходов по воде, шт.	2
7	Коэффициент загрязнения для чистого конденсатора	0,8
8	Номинальная удельная паровая нагрузка конденсатора, кг/(м ² ч)	42,037

Основные результаты экспериментальных исследований, используемые в дальнейшем анализе, приведены в табл. 2.

Таблица 2. Результаты экспериментальных исследований конденсационной установки турбины ПТ-12-35/10М

№ Опыта	Температура конденсата на выходе конденсатора, °С	Расход пара в конденсатор, кг/ч	Расход охлаждающей воды, т/ч	Температура охлаждающей воды на входе, °С
1	54,33	37499,88	2284,7	21,72
2	53,28	31032,25	2284,00	21,435
3	53,38	36025,10	2427,80	21,74
4	35,6	15888,61	2431,30	21,13
5	40,68	22470,11	2431,00	21,75
6	51,23	35183,66	2420,20	21,07
7	53,85	36434,06	2428,50	21,35
8	38,24	20216,82	2293,70	20,94
9	49,43	32348,56	2294,30	20,63
10	54,38	27245,07	2430,10	20,46
11	56,43	39693,44	2422,30	20,76
12	40,28	38980,06	2281,90	22,24
13	47,67	20205,18	2418,90	22,19

В процессе обработки результатов испытаний в ряде режимов выявлено наличие существенного переохлаждения турбинного конденсата относительно температуры насыщения при давлении в паровом пространстве конденсатора, а также неудовлетворительная деаэрация конденсата по диоксиду углерода при обеспечении нормативного содержания в конденсате растворенного кислорода во всем диапазоне нагрузок. Типовые методики расчета [6] не позволяют выявить причины указанных эффектов. Устранение

выявленных проблем необходимо для повышения эффективности работы конденсационной установки: переохлаждение конденсата в конденсаторе обуславливает появление соответствующей недопроизводства электрической мощности, а наличие диоксида углерода в турбинном конденсате способствует коррозионным разрушениям металла элементов тракта основного конденсата турбоагрегата.

Для объяснения таких противоречивых результатов были проведены специальные расчетные исследования с помощью разработанной модели. При выполнении расчетов рабочий объем конденсатора разбит на 60 ячеек, порядок нумерации которых показан на рис.1: номера ячеек с 1 по 12 относятся к циркуляционной воде; с 13 по 24 – к конденсату; с 25 по 36 – к пару; с 37 по 48 – к газу в жидкой фазе; с 49 по 60 – к газу в паровой фазе. Подача циркуляционной воды осуществляется равномерно в первые шесть ячеек с номерами $i = 1:6$, подача пара из турбины – в ячейки с номерами $i = 35:36$, подача воздуха с паром турбины – в ячейки $i = 59:60$, присосы воздуха в конденсатор равномерно распределены по ячейкам с номерами $i = 49:60$.

Для определения вероятностей переходов p_{ij} использовался метод конечных объемов [7], который при описании системы позволяет использовать аналитические решения частных задач для отдельных подсистем. В частности, при постоянном значении температуры пара в состоянии насыщения аналитическое выражение для изменения температуры охлаждающей воды для первой и второй ступеней записывается в следующем виде [5]:

$$\begin{aligned} \Delta t_1 &= (t_n - t_{20})(1 - \exp(-a_{20}F)), \\ \Delta t_2 &= (t_n - t_{200})(1 - \exp(-a_{20}F)), \\ t_{200} &= t_{20} + \Delta t_1, \\ a_{20} &= k / (G_{20} / m_2) / c_2, \end{aligned} \quad (3)$$

где F_i – площадь поверхности теплообмена в ячейке; k_i – коэффициент теплопередачи; $\Delta t_1, \Delta t_2$ – нагрев циркуляционной воды в первой и второй ступенях; t_n – температура насыщения пара в конденсаторе; t_{20}, t_{200} – температура охлаждающей воды на входе в первую и вторую ступени соответственно; G_{10}, G_{20} – расходы горячего и холодного теплоносителей; r – удельная теплота парообразования; c – теплоемкость воды; m_2 – число расчетных потоков по циркуляционной воде.

Вероятности перехода из ячейки для пара в ячейку для воды записываются в виде

$$\begin{aligned} p_{10} &= a_{10} / a_{20}(t_n - t_{20})(1 - \exp(-a_{20}F)), \\ p_{20} &= a_{10} / a_{20}(t_n - t_{200})(1 - \exp(-a_{20}F)), \\ a_{10} &= k / (G_{10} / m_1) / r, \end{aligned} \quad (4)$$

где m_1 – число расчетных потоков по пару; p_{10}, p_{20} – вероятности перехода пара в конденсат для ячеек, сопряженных с ячейками первого и второго ходов охлаждающей воды (рис. 1).

Вычисленные потоки вероятностей по воде, пару и газам позволяют определить массовые концентрации газа в конденсате и паре. Разность концентраций газа в воде и паре обуславливает движущую силу процесса деаэрации [5]:

$$\Delta G_g = k_m F_k (k_g S_{i5} / S_{i3} - S_{i4} / S_{i2}) \Delta \tau, \quad (5)$$

где ΔG_g – массовый поток газов от пара к конденсату; i_2, i_3, i_4, i_5 – индексы относятся к ячейкам конденсата, пара, газа в конденсате и газа в паре соответственно (рис. 1); F_k – площадь поверхности массопередачи между паром и конденсатом [5].

С использованием предложенного метода проведены численные исследования работы рассматриваемого конденсатора турбоагрегата ПТ-12-35/10М КТЗ. Моделировались процессы в многофазной многопоточной среде конденсатора, которая определялась совокупностью потоков: циркуляционной воды, пара, конденсата пара, газов в паровой фазе и газов в жидкой фазе. На рис. 2 приведены результаты идентификации модели (1).

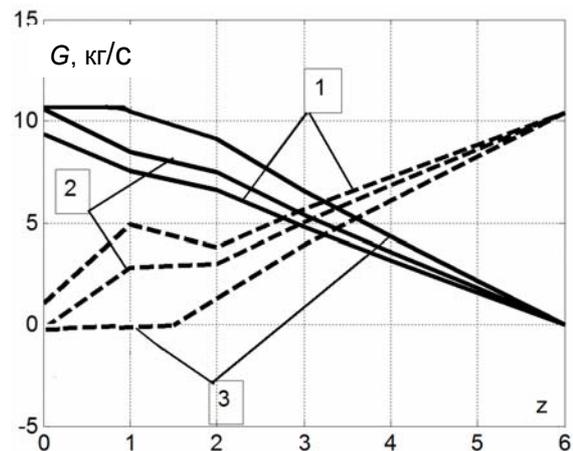


Рис. 2. Зависимость содержания пара (штриховая линия) и конденсата (сплошная линия) от номера ячейки по высоте фазового пространства

В качестве параметра идентификации выбран коэффициент теплоотдачи с паровой стороны при конденсации чистого пара α_n , который принимался условно одинаковым для всех ячеек фазового пространства. Учет влияния наличия в паре неконденсируемых газов на коэффициент теплоотдачи с паровой стороны осуществлялся с использованием известной зависимости, адаптированной под выбранный метод расчета:

$$\alpha_{cm} = 0,68 \alpha_n \left(\frac{S_e}{S_n} \right)^{-0,04}, \quad (5)$$

где α_{cm} – коэффициент теплоотдачи с паровой стороны при конденсации пара, содержащего газовые примеси; S_e и S_n – элементы матрицы состояния фазового пространства, соответствующие потокам газа и пара. Для примера на рис. 2 показаны три пары расчетных распределений массы пара и конденсата в ячейках по высоте их расположения для различных значений парамет-

ра идентификации модели. Анализ зависимости для пара (рис. 2, кривые 1) показывает, что при данном значении параметра идентификации конденсатор не обеспечивает полной конденсации поступающего в него пара, что не соответствует действительности. Пара кривых 2 соответствует полной конденсации пара, однако расчетная температура насыщения в паровом пространстве при этом отличается от опытных данных. Наиболее адекватны опытным данным кривые 3 – расчетная температура насыщения в паровом пространстве ($61\text{ }^{\circ}\text{C}$) близка к опытному значению ($63\text{ }^{\circ}\text{C}$). При этом подтверждается и наличие переохлаждения конденсата (расчетная температура $53,1\text{ }^{\circ}\text{C}$) до опытной температуры на выходе из конденсатора $54,33\text{ }^{\circ}\text{C}$. Анализ полученных кривых показывает, что при значении координаты $z \approx 1,5$ пар конденсируется полностью, а дальнейший теплообмен между стекающим конденсатом и охлаждающей водой приводит к переохлаждению конденсата.

Дальнейшие расчеты, проведенные с помощью идентифицированной модели, позволили прогнозировать процесс деаэрации воды в конденсаторе турбины. Результаты проведенного расчетного анализа приведены на рис. 3 в виде зависимости изменения содержания газа в паре и конденсате от координаты z . Максимальное значение содержания газа в паре объясняется сложной гидродинамической картиной для потоков воды и пара в соответствующих ячейках, обусловленной наличием перегородки, показанной на рис. 1, а жирной линией.

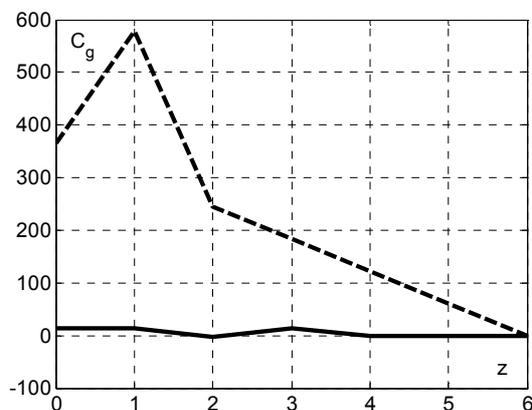


Рис. 3. Изменение содержания неконденсирующихся газов (C_g , мкг/дм^3) в паре (пунктирная линия) и конденсате (сплошная линия)

Таким образом, проведенные исследования позволили выявить наличие и причины возникновения переохлаждения конденсата пара относительно температуры насыщения, предложить ряд эксплуатационных мероприятий по уменьшению этого переохлаждения, а также

Барочкин Алексей Евгеньевич,
ФГБОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»,
аспирант кафедры прикладной математики,
телефон (4932) 26-97-45.

сформулировать рекомендации по совершенствованию режимов охлаждения конденсатора за счет управления распределением потоков циркуляционной воды с точки зрения обеспечения работы установки с экономическим вакуумом. Сформулированные рекомендации по ведению эксплуатационных режимов в конденсаторе обеспечивают повышение эффективности выработки тепловой и электрической энергии.

Список литературы

1. Барочкин А.Е., Жуков В.П., Росляков А.Н. Аналитическое решение задачи теплопередачи в многопоточных теплообменных аппаратах: мат-лы XV Междунар. науч.-техн. конф. «Состояние и перспективы развития электротехнологии» (Бенардосовские чтения). Т.2. – Иваново, 2011. – С. 311–314.
2. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел В.А. Теплопередача: учеб. для вузов. – М.: Энергоатомиздат, 1981. – 416 с.
3. Вулис Л.А. Теория и расчет магнитогазодинамических течений в каналах. – М.: Атомиздат, 1971. – 384 с.
4. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ «Расчет многомерных совмещенных процессов измельчения, классификации в сыпучих средах №2010612671 от 19 апреля 2010 года» / А.Н. Беляков, В.П. Жуков, А.А. Власюк, А.Е. Барочкин.
5. Жуков В.П., Барочкин Е.В. Системный анализ энергетических теплообменных установок. – Иваново, 2009. – 176 с.
6. Теплообменники энергетических установок: учебник для вузов / под ред. Ю.М. Бродова. – Екатеринбург: Сократ, 2003. – 968 с.
7. Рояк М.Э., Соловейчик Ю.Г., Шурина Э.П. Сеточные методы решения краевых задач математической физики. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 1998. – 120 с.

References

1. Barochkin, A.E., Zhukov, V.P., Roslyakov, A.N. Analytical solution of the heat transfer problem in multiplex heat-exchange apparatus, in *materials XV Mezhdunar. nauch. tekhn. konf. «Sostoyanie i perspektivy razvitiya elektrotekhnologii» (Benardosovskie chteniya)*, Ivanovo, 2011, vol. 2, pp. 311–314.
2. Isachenko, V.P., Osipova, V.A., Sukomel, V.A. *Teplotperedacha* [Heat transfer], Moscow: Jenergoatomizdat, 1981, 416 p.
3. Vulis, L.A. *Teoriya i raschet magnitogazodinamicheskikh techeniy v kanalakh* [Theory and calculation of magnetogasdynamics flows in channels], Moscow: Atomizdat, 1971, 384 p.
4. Belyakov, A.N., Zhukov, V.P., Vlasjuk, A.A., Barochkin, A.E. *Svidetel'stvo o gosudarstvennoy registracii programy dlja EVM «Raschet mnogomernyx sovmeshchennykh protsessov izmel'cheniya, klassifikatsii v sypuchikh sredakh №2010612671 ot 19 aprelya 2010 goda»* [Certificate of state registration for a software program «Calculation of polydimensional integrated processes of refining, and classification in granular medium №2010612671, April 19, 2010»].
5. Zhukov, V.P., Barochkin, E.V. *Sistemnyy analiz energeticheskikh teplomassoobmennyykh ustanovok* [System analysis of heat-mass exchange power plants], Ivanovo, 2009, 176 p.
6. *Teplotobmenniki energeticheskikh ustanovok* [Power plant heat exchangers], Ekaterinburg: Sokrat, 2003, 968 p.
7. Royak, M.Je., Soloveyichik, Yu.G., Shurina, E.P. *Setochnye metody resheniya kraevykh zadach matematicheskoy fiziki* [Grid methods of boundary problem solution in mathematical physics], Novosibirsk: Izd-vo NGTU, 1998, 120 p.

Жуков Владимир Павлович,
ФГБОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»,
доктор технических наук, профессор кафедры прикладной математики,
E-mail: zhukov@ispu.ru

Беляков Антон Николаевич,
ФГБОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»,
кандидат технических наук, докторант кафедры прикладной математики,
телефон (4932) 26-97-45.

Ледуховский Григорий Васильевич,
ФГБОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»,
кандидат технических наук, доцент кафедры тепловых электрических станций,
телефон (4932) 26-99-13.