

УДК 536.2 + 621.036

## **ПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ ИДЕНТИФИКАЦИЯ МОДЕЛИ ТЕПЛООБМЕНА В ТЕПЛОАККУМУЛИРУЮЩЕЙ МАТРИЦЕ РЕГЕНЕРАТИВНЫХ НАСАДОК**

*Е.В.Торопов, Д.К.Волкинд*

Регенераторы различного температурного уровня и мощности широко применяются в промышленной теплоэнергетике и котельной технике от МГД-генераторов до систем подготовки компонентов горения в металлургии включительно. Комплекс проблем, встающих при усовершенствовании этих аппаратов, зависит от требуемого уровня нагрева газообразных сред и их количества и включает проблемы теплообмена, аэромеханики и механики прочности материалов при высокой температуре и давлении. Проблемы объектной (параметрической) идентификации физико-математических моделей регенеративного теплообмена возникают в связи с необходимостью повышения точности расчетов и управляемости процессов, в первую очередь в связи с актуальностью разработок новых процессов и аппаратов. В настоящей работе рассмотрены варианты конструктивного совершенствования матрицы насадок регенераторов в рамках разработанной новой схемы расчета показателей регенеративного теплообмена, реализация которой позволила определить достижимые показатели в функции заданных параметров системы и рассчитать коэффициент теплообмена для трех конструкций матрицы насадки регенератора.

Ключевые слова: регенератор, насадка.

Конструктивные решения, основанные на научных разработках и практических результатах, которые лежат в основе перспективных конструкций регенераторов, определяют уровень достигаемых температур и срок службы аппаратов и всей системы в целом. Поэтому разработка новых конструкций регенераторов и их элементов – системы горения топлива, теплообменной поверхности матрицы насадки, огнеупорной и теплоизоляционной кладки, представляет большой практический интерес. Актуальность проблемы непосредственно вытекает из необходимости осуществления в настоящее время на технологических агрегатах высокотемпературного нагрева дутья, из задач разработки и совершенствования конструктивных и режимных особенностей аппаратов в направлении достижения высоких теплотехнических показателей и эксплуатационной стойкости.

Совершенствование конструкций и режимов работы высокотемпературных регенераторов шло как в направлении промышленных испытаний аппаратов и их элементов, так и в области научного исследования процес-

сов тепло и массообмена и при сжигании топлива, и в каналах насадки, и в отдельных элементах аппаратов. В качестве стимулятора научных и практических поисков выступала потребность технологии в высокотемпературном дутье, и это было связано с повышением давления в агрегате, совершенствованием подготовки исходных материалов, применением комбинированного и обогащенного кислородом дутья, внедрением других технологических усовершенствований.

С позиций достижений материаловедения модернизация системы подготовки и нагрева воздушного дутья была связана с применением огнеупорных и изоляционных материалов повышенного качества в тракте горячего дутья, в кладке стен и купола аппаратов, в изготовлении насадочных огнеупоров. Модернизации также подверглись металлоконструкции и механическое оборудование, особенно с водяным охлаждением, технология монтажа кожуха и элементов, деталей эвакуации продуктов сгорания и подачи холодного дутья. Эти усовершенствования стали возможны на основе достижений в материаловедении при изготовлении огнеупоров и специальных сталей, в свою очередь они сказались на совершенствовании технологии нагрева дутья. Но надежность и долговечность деталей и элементов оборудования обеспечиваются не только их высокими служебными показателями, но и сочетанием адекватных режимных теплофизических условий – температурой, давлением, компенсацией термических напряжений и химическим составом газовых сред.

Все факторы, влияющие на технико-экономические, экологические, энергетические и другие показатели работы системы нагрева воздушного дутья, можно условно разделить на группы конструктивных и режимных параметров. Причем эти группы тесно взаимосвязаны и взаимозависимы: определенный уровень интенсификации процессов горения и тепло-и массообмена может быть реализован только в воздухонагревателях, конструктивно обеспечивающих реализацию этих показателей. С другой стороны, предельные показатели, достигнутые на аппаратах определенной конструкции, стимулируют разработку новых конструкций и системы горения топлива, и насадочной камеры.

Количество теплоты  $Q_2$ , Дж/цикл, передаваемой нагреваемому теплоносителю за цикл, определяется по формуле

$$Q_2 = \alpha H_0 \Delta t_l, \quad (1)$$

где  $\Delta t_l$  – логарифмическая разность температур теплоносителей, град, определяемая как для поверхностного теплообменника рекуперативного типа;  $H_0$  – полная поверхность теплообмена одного аппарата, м<sup>2</sup>. Это же количество теплоты должно быть передано от продуктов сгорания к нагреваемой насадке для условий установившегося теплового режима без учета тепловых потерь кожухом аппарата в окружающую среду.

Коэффициент теплообмена  $\alpha$ , Дж/(м<sup>2</sup>·град·цикл), можно определить через коэффициент теплообмена идеального регенератора  $\alpha_{id}$ , умноженный на коэффициент использования поверхности теплообмена  $\xi$ :

$$\alpha = \alpha_{id} \cdot \xi, \quad (2)$$

где  $\xi$ , согласно работам ВНИИМТ [1], определяется по зависимости:

$$\xi = \xi_x + A \left[ 1 - e^{-k(N_1 + N_2)} \right]. \quad (3)$$

В формуле (3) факторы  $\xi_x$ ,  $A$ ,  $k$  являются функциями шести определяющих критериев  $Bi_{1,2}$ ,  $Fo_{1,2}$ ,  $N_{1,2}$ , для их определения нами предложены аппроксимации [2].

Коэффициент теплообмена идеального регенератора определяется при отсутствии термического сопротивления аккумуляционных процессов по формуле:

$$\alpha_{id} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \tau_1} + \frac{1}{\alpha_2 \tau_2}}. \quad (4)$$

Анализируя зависимость для  $\alpha_{id}$ , следует отметить, что термическое сопротивление теплообмена идеального регенератора можно представить последовательным соединением двух термических сопротивлений для периодов нагрева и охлаждения, каждое из которых имеет структуру:

$$\frac{1}{\alpha_{1,2}} = \frac{1}{Bi_{1,2}} \cdot \frac{1}{Fo_{1,2}} \cdot \frac{1}{\rho c \delta}. \quad (5)$$

Изложенные выше соотношения включают диаметр канала  $d_3$  в явном виде, но степень у этого фактора в зависимости (3) получена и в целом, и в дробном виде, и положительного и отрицательного знака, что несколько затрудняет анализ результатов. Поэтому представляется рациональным произвести декомпозицию основного соотношения и оценить влияние диаметра канала насадки на отдельные элементы зависимости для  $\alpha$  (2).

Представляет определенный интерес вначале произвести оценку численных значений  $\alpha_{id}$  в зависимости от коэффициентов теплоотдачи в период нагрева  $\alpha_1$  и охлаждения  $\alpha_2$  насадки и от длительностей этих периодов  $\tau_1$  и  $\tau_2$ . Причем необходимо отметить, что при размерности коэффициентов теплоотдачи Вт/м<sup>2</sup>·К = Дж/с·м<sup>2</sup>·К длительности периодов необходимо подставлять в секундном измерении, а поскольку длительность периодов измеряется за цикл работы аппарата, то размерность  $\tau_{1,2}$  при определении величин в полном цикле должна быть с/цикл. Ранее [2] отмечалось, что длительности периодов связаны друг с другом через число аппаратов в системе  $N_a$  и длительность периода реверса  $\Delta\tau$ . Таким образом, при  $N_a = 3$ ,  $\Delta\tau = 0,1$  часа = 360 с,  $\tau_2 = 3600$  с,  $\tau_1 = 6840$  с; при  $N_a = 2$ ,  $\tau_2 = 3600$  с,  $\Delta\tau = 360$  с,  $\tau_1 = 3240$  с; при  $N_a = 4$ ,  $\tau_2 = 3600$  с,  $\tau_1 = 10440$  с,  $\Delta\tau = 360$  с.

Расчет  $\alpha_{id}$  для этих параметров при  $\alpha_1 = 30; 35; 40$ ; и  $\alpha_2 = 20; 25; 30$  Вт/м<sup>2</sup>·К для  $\xi = 1,0$  приведен в таблице 1 при отсутствии термического сопротивления аккумуляционных процессов.

Таблица 1

Коэффициент теплообмена  $\alpha_{id}$ , кДж/м<sup>2</sup>·К·цикл, при  $\xi = 1,0$

Коэффициенты теплоотдачи, Вт/м <sup>2</sup> ·К,			Число аппаратов в системе, $N_a$ ,		
$\alpha_1$	$\alpha_2$	$\alpha_1/\alpha_2$	2	3	4
30	20	1,50	41,36	53,30	58,54
35	25	1,40	50,18	65,41	72,21
40	30	1,33	58,91	77,43	85,81

Приведенные в табл. 1 данные позволяют оценить величину  $\alpha_{id}$  как максимальное значение коэффициента теплообмена, реальные значения  $\alpha$  будут по величине ниже табличных данных, так как фактически  $\xi < 1,0$ . Следует отметить, что по данным табл. 1 значения коэффициента теплообмена монотонно растут с увеличением коэффициентов теплоотдачи и числа аппаратов в системе.

При реализации расчетов для анализа конвективной теплоотдачи по формулам, рекомендованным в работе [1], возникают затруднения, связанные с изменением теплофизических свойств потоков газообразных теплоносителей при изменении давления и температуры, в частности, это касается вязкости газов. Принято считать [3], что определение коэффициента кинематической вязкости смеси газов можно осуществить по аддитивной формуле, в зависимости от объемного содержания компонентов газовой смеси и коэффициентов кинематической вязкости индивидуальных газов, входящих в смесь. Но температурные зависимости индивидуальных газов изучены слабо, а относительно зависимости вязкости газов от давления пока нет четких рекомендаций у специалистов по молекулярной физике. Применение теории Максвелла о независимости теплопроводности и вязкости от плотности в молекулярной физике газообразных сред, по-видимому, ограничивается давлением, далеким от критического. Так, рекомендации о применении формулы Сатерленда [4] ограничиваются интервалом температур 0–300 °С. Еще сложнее решается вопрос о величинах вязкости при турбулентном режиме течения, когда к молекулярному механизму переноса импульса добавляется турбулентный механизм, и вязкость оказывается зависящей от корреляций пульсаций скорости пространственного течения. Этот вопрос и ряд связанных с ним задач требует рассмотрения режимов течения теплоносителей в каналах насадки доменных воздухонагревателей.

На основе вышеприведенных аргументов представляется рациональным несколько видоизменить методику расчета, сохранив как основу принцип определения эффективности работы теплоаккумулирующей матрицы через коэффициент теплообмена  $\alpha$ .

Тепловой баланс теплоаккумулирующей матрицы можно представить в виде  $kQ_1 = Q_2$ , кДж/цикл, где  $Q_{1,2}$  – количество теплоты, передаваемой за цикл от продуктов сгорания топлива (индекс 1) к нагреваемому дутью (индекс 2);  $k$  – коэффициент тепловых потерь. Этот коэффициент при полном сжигании топлива определяется по потерям с уходящими дымовыми газами  $q_2 = 8\%$  при  $t_1'' = 300\text{ }^\circ\text{C}$ , а также по потерям теплопередачей через огнеупорную кладку и теплоизоляцию в окружающую среду  $q_5 = 1,0\%$ , тогда  $k = (100 - q_2 - q_5)/(100 - q_5) = 0,92$ .

Количество теплоты, полученное дутьем за цикл  $Q_2$ , связано с технологическим заданием по расходу  $v_d$  и температуре горячего дутья  $t_d''$ ; эти параметры определяются технологией доменной плавки и в условиях модельного примера для доменной печи полезным объемом  $2500\text{ м}^3$  можно принять  $v_d = 5000\text{ м}^3/\text{мин} = 83,3\text{ м}^3/\text{с}$  при нормальных условиях и  $t_d'' = 1300\text{ }^\circ\text{C}$  [1]. При относительном живом сечении  $f_{жс} = 0,335\text{ м}^2/\text{м}^2$  и при полном сечении насадочной камеры  $F_{нк} = 35,5\text{ м}^2$  полное живое сечение  $F_{жс} = 11,89\text{ м}^2$ , что дает возможность рассчитать плотность потока массы  $(\rho w)_2 = 9,04\text{ кг}/\text{м}^2\text{с}$ . Количество теплоты, которую необходимо передать дутью за цикл при длительности дутьевого периода  $3600\text{ с}$   $Q_2 = v_d \Delta i_2 \cdot 3600 = 523,89 \cdot 10^6$  кДж.

Определенная таким способом плотность потока массы в соответствии с уравнением сплошности не изменяется при изменении температуры и давления газообразной среды, поэтому целесообразно число Рейнольдса и режим движения среды определять по формуле  $Re = (\rho w)d/\mu$ , где  $d$  – эквивалентный диаметр канала, м,  $\mu$  – динамическая или абсолютная вязкость среды, Н·с/м<sup>2</sup>, которая зависит от температуры, но не зависит от давления. В условиях модельного числового примера  $Re = 8236,4$  при  $d = 0,041\text{ м}$  и таким образом, при  $Re > 4260$   $Nu = 0,0218 \cdot Re^{0,8}$ ; для других интервалов числа Рейнольдса: при  $1700 < Re < 4260$   $Nu = 2,95 \cdot 10^{-4} Re^{1,31}$ ; при  $Re < 1700$   $Nu = 1,83 Re^{0,14}$  [1]. В соответствии с этими данными коэффициент теплоотдачи конвекцией в воздушный период для всех интервалов  $Re$ :

$$\alpha_{2e} = A_2 (\rho w)_2^m d^{m-1} \mu_2^{-m}, \quad (6)$$

где  $A_2 = 1,463 \cdot 10^{-3}$ ;  $0,198 \cdot 10^{-4}$ ;  $0,1228$ ;  $m = 0,8$ ;  $1,31$ ;  $0,14$  – соответственно для трех отмеченных выше режимных интервалов по числам  $Re$ . В условиях модельного примера при  $d = 0,041\text{ м}$   $\alpha_{2к} = 27,09 d^{0,2} = 51,31\text{ Вт}/\text{м}^2\text{К}$  и далее  $\alpha_2 = \alpha_2^к = 51,31\text{ Вт}/\text{м}^2\text{К}$ , так как  $\alpha_2^п \approx 0$ .

Количество теплоты, полученное аккумулялирующей матрицей насадки за цикл  $Q_1$ , определяется через коэффициент потерь теплоты и принятую величину  $Q_2$ : в условиях примера  $Q_1 = Q_2/k = 523,89 \cdot 10^6/0,92 = 569,44 \cdot 10^6$  кДж. С другой стороны, количество теплоты, которую необходимо подать на вход в каналы насадки, можно определить через энтальпию подаваемых на вход в насадку продуктов сгорания и потери:

$$Q_1 = BV_a \tau_1 i_1' = Q_2 k, \quad (7)$$

где произведение расхода топлива  $B$  на выход продуктов сгорания с одного м<sup>3</sup> топлива  $V_{\alpha}$ , определяемый расчетом горения топлива, дает возможность рассчитать по уравнению теплового баланса (7) и заданному по технологическим соображениям  $Q_2$  расход топлива в м<sup>3</sup>/с:  $B = Q_2 / (kV_{\alpha} \tau_1 i_1')$ . Здесь  $i_1'$ , кДж/м<sup>3</sup>, – энтальпия продуктов сгорания топлива на входе в насадку, определяемая заданной температурой  $t_1$ , °С.

Полученная зависимость (7) позволяет сравнительно просто определить плотность потока массы через «живое»  $F_{ж}$ , м<sup>2</sup>, сечение насадки  $\rho w$ , кг/м<sup>2</sup>·с:

$$BV_{\alpha} \rho / \tau_1 F_{ж} = (\rho w)_1' = (\rho w)_1'' \quad (8)$$

определить число Рейнольдса для периода нагрева насадки:

$$Re = (\rho w)_1 d / \mu_1 \quad (9)$$

и выбрать расчетную формулу для числа Нуссельта в интервалах чисел Рейнольдса, рассмотренных выше. В условиях модельного примера при  $(\rho w)_1 = 2,55$  кг/м<sup>2</sup>·с  $Re = 55,435 \cdot 10^3 d$ , при  $d = 0,041$  м  $Re_1 = 2272$ ,  $Nu = 2,95 \cdot 10^{-4} Re^{1,31}$  и коэффициент теплоотдачи конвекцией в период нагрева насадки:

$$\alpha_1^e = 2,95 \times 10^{-4} \frac{\lambda_1}{\mu_1^{1,31}} (\rho w)_1^{1,31} d^{0,31} \quad (10)$$

и далее  $\alpha_1^k = 48,326 d^{0,31}$ , Вт/м<sup>2</sup>·К.

В общем случае для периодов нагрева и охлаждения насадки:

$$\alpha_{1,2}^e = C_{1,2} d^{m-1} = A_{1,2} \lambda_{1,2} (\rho w)_{1,2}^m \mu_{1,2}^m d^{m-1}, \quad (11)$$

где в условиях модельного примера  $A_1 = 2,95 \cdot 10^{-4}$ ,  $A_2 = 0,0218$ ,  $m_1 = 1,31$ ,  $m_2 = 0,8$ .

Коэффициент теплоотдачи излучением для периода нагрева насадки определяется по составу продуктов сгорания, определенному расчетом сжигания топлива (здесь не приводится); состав сухого доменного газа: CO = 22,0 %, CO<sub>2</sub> = 17,5%, H<sub>2</sub> = 5,0 %, CH<sub>4</sub> = 0,3%, N<sub>2</sub> = 55,7 %, влажность на сухую массу 22 г/м<sup>3</sup>; в продуктах сгорания при коэффициенте расхода воздуха  $\alpha = 1,10$  содержание трехатомных газов CO<sub>2</sub> = 24,0 %. H<sub>2</sub>O = 5,0 % ( $p_y = 0,24$ ,  $p_e = 0,05$ ).

Коэффициенты теплоотдачи излучением можно представить в виде:

$$\alpha_{1,2}^e = B_{\sigma} d_y^{0,33} + B_a d_y^{0,6}; \quad (12)$$

где

$$B_{\sigma} = \frac{3,317 \delta_{\sigma}^{0,33}}{\Delta T} \left( \frac{T_{\bar{a}}}{100} \right)^{3,5}; \quad B_a = \frac{3,175 p_a^{0,8}}{\Delta T} \left( \frac{T_{\bar{a}}}{100} \right)^{3,0}; \quad (13)$$

Эти коэффициенты включают парциальное давление углекислоты  $p_y$  и водяного пара  $p_e$  соответственно. В вышеприведенных зависимостях  $T_{\bar{a}}$  – температура газовых сред усредненная по высоте канала насадки, а  $\Delta T$  –

средний температурный напор. Таким образом, полные коэффициенты теплоотдачи в период нагрева насадки (индекс 1) и в период охлаждения (индекс 2) определяются по формулам:

$$\alpha_{1,2} = \tilde{N}_{1,2} d_y^{m-1} + B_\delta d_y^{0,33} + B_a d_y^{0,6}. \quad (14)$$

Входящий в формулу (20) фактор  $d_y^{m-1}$  можно преобразовать в равный ему по значению фактор  $d_y^{-(1-m)}$ , который соответствует обратно пропорциональной зависимости от диаметра канала, это более отвечает физическим представлениям, так как показатель степени при числе Рейнольдса для случая теплоотдачи в каналах насадки доменных воздухонагревателей обычно меньше единицы ( $m \leq 1,0$ ). Также для обычного доменного дутья, не имеющего компонентов, обладающих способностью излучать и поглощать энергию излучения, кроме незначительного количества водяных паров, соответствующих естественной влажности воздуха, можно полагать  $\alpha_2^{\prime} = 0,03\alpha_2^{\kappa} \approx 0$ . Подставив в (14) значения  $\alpha_{1,2}$  из формулы (20), можно получить зависимость  $\alpha_{id}$  от  $d_y$  в явном виде:

$$\alpha_{id} = U_2 d^{m-1} / \{1 + U_2 d^{m-1} / (U_1 d^{m-1} + B_\delta \tau_1 d^{0,33} + B_a \tau_1 d^{0,6})\}, \quad (15)$$

где параметры  $U_{1,2}$  означают:

$$U_{1,2} = (A\tau\lambda)_{1,2} (\rho w / \mu)_{1,2}^{m_{1,2}}. \quad (16)$$

Результаты расчета  $\alpha_{id}$  по полученным зависимостям приведены в таблице 2.

Таблица 2

Коэффициент  $\alpha_{id}$  в функции заданных технологических параметров

Заданный расход дутья, $v_D$ , м <sup>3</sup> /мин, диаметр канала насадки, $d_y$ , м		Число $N_a = 2$ , $\tau_1 = 3240$ с, $\tau_2 = 3600$ с	Число $N_a = 3$ , $\tau_1 = 6840$ с, $\tau_2 = 3600$ с	Число $N_a = 4$ , $\tau_1 = 10440$ с, $\tau_2 = 3600$ с
$v_D = 5000$ м <sup>3</sup> /мин	$d_y = 0,030$ м	87,137	122,550	140,240
	$d_y = 0,040$ м	92,300	127,700	144,500
	$d_y = 0,050$ м	98,610	136,400	154,800
$v_D = 4000$ м <sup>3</sup> /мин	$d_y = 0,030$ м	76,566	105,900	120,200
	$d_y = 0,040$ м	78,020	104,740	117,210
	$d_y = 0,050$ м	78,920	104,080	115,500
$v_D = 3000$ м <sup>3</sup> /мин	$d_y = 0,030$ м	65,370	88,120	98,785
	$d_y = 0,040$ м	66,240	86,750	95,960
	$d_y = 0,050$ м	65,550	83,930	91,280

Примечание: Для соответствия данным модельного примера вместо  $d_y = 0,040$  м в расчеты вводился диаметр  $d_y = 0,041$  м, что соответствует отклонению в 2,5 %

Приведенный выше материал является результатом разработки новой методической схемы предварительного расчета эффективности насадочной матрицы регенераторов. Эта схема с определенной степенью соответствия

может быть названа схемой инверсного теплового баланса, когда необходимые теплообменные характеристики аппаратов рассчитываются на основе требований технологии доменной плавки, в то время как процесс нагрева дутья идет в противоположном направлении, от подачи топлива и воздуха горения, а затем холодного дутья в аппараты.

Эта схема позволяет поставить задачу достижения определенного уровня интенсификации процессов теплообмена, которая должна быть достигнута при выполнении требований технологии; эта схема должна быть дополнена аэродинамическими расчетами тракта продуктов сгорания с определением резервов давления и характеристик тягодутьевых устройств. Получив по предлагаемой схеме коэффициент теплообмена  $\alpha_{id}$  без учета термического сопротивления теплоаккумулирующего материала матрицы насадки, можно определить теоретический предел, который реально не может быть достигнут, так как наличие термического сопротивления теплоаккумулирующего материала снижает реальный коэффициент теплообмена:  $\alpha = \alpha_{id}\xi$ , где  $\xi < 1,0$ . Также требуемые для достижения рассчитанного  $\alpha_{id}$  коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_{1,2}$  могут быть названы минимально необходимыми, так как при «включении» термического сопротивления материала теплоаккумулирующей матрицы для достижения той же тепловой мощности потребуются более высокие коэффициенты теплоотдачи. Эта методика и расчетные формулы без изменений применимы для блочных насадок, насадок типа Каупера и Сименса.

Анализируя зависимости (15), (16) следует отметить, что процесс переноса теплоты за цикл работы аппаратов проходит по двум последовательно соединенным термическим сопротивлениям периода нагрева и периода охлаждения насадки, которые в общем случае не равны. Тогда определяющим или лимитирующим звеном в этой цепи в соответствии с правилом Кирхгофа будет звено с максимальным термическим сопротивлением, при этом нужно отметить, что коэффициент теплообмена не может быть больше интенсивности теплоотдачи в этом звене. При выборе способов интенсификации теплообмена необходимо обращать внимание в первую очередь на интенсификацию теплоотдачи в звене с максимальным термическим сопротивлением.

#### Библиографический список

1. Шкляр, Ф.Р. Доменные воздухонагреватели (конструкции, теория, режимы работы) / Ф.Р. Шкляр, В.М. Малкин, С.П. Каштанова, Я.П. Калугин, В.Л. Советкин. – М.: Metallurgy, 1982. – 176 с.
2. Торопов, Е.В. Применение аппроксимаций для анализа эффективности регенеративного теплообмена / Е.В. Торопов, Д.К. Волкинд // Теория и практика тепловых процессов в металлургии: Сб. докладов Международной научно-практической конференции 18–21 сент. 2012 г. – Екатеринбург: УрФУ, 2012. – С. 370–374.



3. Телегин, А.С. Тепломассоперенос: Учебник для вузов / А.С. Телегин, В.С. Швыдкий, Ю.Г. Ярошенко; под ред. Ю.Г. Ярошенко. – 2-е изд. – М.: ИКЦ «Академкнига», 2002. – 455 с.

4. Сивухин, Д.В. Общий курс физики: Учеб.пособие: Для вузов. В 5 т. Т. 11 Термодинамика и молекулярная физика / Д.В. Сивухин. – 5-е изд., испр. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2006. – 544 с.