

УДК 536.24:66.045.12

**В. И. Володин**

Белорусский государственный технологический университет

**РЕКУПЕРАТИВНЫЙ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЬ ПРОМЫШЛЕННОЙ ПЕЧИ**

Представлена методика теплогидравлического расчета трехпоточного рекуперативного воздухоподогревателя с оптимизацией параметров. Особенностью рассматриваемых схем воздухоподогревателей является наличие одного потока греющей среды – дымовых газов и двух потоков нагреваемой среды – воздуха. Функция цели выражается в виде замкнутой системы уравнений. Даны результаты вычислительного эксперимента с рекомендациями, позволяющие выбрать оптимальный воздухоподогреватель для заданных условий.

Анализ проблемы показывает, что существуют две задачи, связанные с рассматриваемым вопросом. Первая задача состоит в разработке метода теплогидравлического расчета высокотемпературных воздухоподогревателей со сложным радиационным и конвективным теплообменом. Вторая – включает выбор оптимальной схемы среди альтернативного ряда воздухоподогревателей. Обе задачи взаимосвязаны и требуют единого подхода к своему решению. В настоящее время комплексный подход к решению данной проблемы не нашел должного отражения в специальной литературе как с точки зрения выбора схемы, так и ее расчета на требуемые параметры.

В данной статье рассматриваются альтернативные схемы трехпоточных высокотемпературных рекуперативных воздухоподогревателей и приводится интегральная методика их расчета с учетом переноса тепла от полупрозрачных дымовых газов. На основе анализа результатов проведенного вычислительного эксперимента даются рекомендации по выбору оптимальной схемы воздухоподогревателя.

**Ключевые слова:** воздухоподогреватель, утилизатор, дымовые газы, воздух, методика расчета, конвективный и лучистый теплообмен, оптимальные параметры, вычислительный эксперимент.

**Для цитирования:** Володин В. И. Рекуперативный воздухоподогреватель промышленной печи // Труды БГТУ. Сер. 2, Химические технологии, биотехнологии, геоэкология. 2021. № 2 (247). С. 126–132.

**V. I. Volodin**

Belarusian State Technological University

**RECUPERATIVE AIR HEATER FOR INDUSTRIAL FURNACE**

The method of thermal-hydraulic calculation of a three-flow recuperative air heater with optimization of parameters is presented. A feature of the considered schemes of air heaters is the presence of one flow of the heating medium – flue gases and two flows of the heated medium – air. The goal function is expressed as a closed system of equations. The results of a computational experiment with recommendations are given, allowing you to choose the optimal air heater for the given conditions.

Analysis of the problem shows that there are two tasks related to the issue under consideration. The first task is to develop a method for thermohydraulic calculation of high-temperature air heaters with complex radiation and convective heat exchange. The second includes the choice of the optimal scheme among the alternative range of air heaters. Both tasks are interrelated and require a unified approach to their solution. At present, a comprehensive approach to solving this problem has not been properly reflected in the special literature, both in terms of choosing a scheme and calculating it for the required parameters.

This article discusses alternative schemes of three-flow high-temperature recuperative air heaters and provides an integral method for calculating them, taking into account the heat transfer from semitransparent flue gases. Based on the analysis of the results of the computational experiment, recommendations are given on the choice of the optimal air heater circuit.

**Key words:** air heater, utilizer, flue gases, air, calculation method, convective and radiant heat transfer, optimal parameters, computational experiment.

**For citation:** Volodin V. I. Recuperative air heater for industrial furnace. *Proceedings of BSTU, issue 2, Chemical Engineering, Biotechnologies, Geoecology*, 2021, no. 2 (247), pp. 126–132 (In Russian).

**Введение.** Многие промышленные печи, предназначенные для высокотемпературной обработки материалов, имеют небольшой коэффициент теплоиспользования, который составляет 15–35%. За счет полезного использования теплоты уходящих в атмосферу дымовых газов может быть достигнута значительная экономия топлива и энергии.

Одним из направлений повышения КПД теплотехнических установок является подогрев воздуха уходящими дымовыми газами. Воздушные теплообменники находят применение в энергосберегающих технологиях. Подогретый воздух может возвращаться в топочное устройство, что повышает КПД промышленной печи установки и экономит 15–25% используемого топлива. Подогретый воздух также применяется в низкотемпературных технологических процессах и для теплоснабжения производственных зданий и хозяйственных построек. Теплый воздух можно применять в энергобиологическом комплексе для подогрева грунта и шатра теплиц.

В данном исследовании на основе разработанной методики теплогидравлического расчета радиационно-конвективного рекуперативного воздухоподогревателя проведен вычислительный эксперимент с целью отыскания оптимальной схемы и параметров утилизатора тепла высокотемпературных дымовых газов промышленной печи с анализом относительного вклада лучистой и конвективной составляющей. Отличием методики расчета от известных является наличие одного потока греющей среды – дымовых газов и двух потоков нагреваемой среды – воздуха. Таким образом, рассматриваемый воздухоподогреватель является трехпоточным.

**Основная часть.** В качестве базового утилизатора взята конструкция щелевого радиационного рекуператора труба в трубе [1, 2]. В данном исследовании принята противоточная схема течения воздуха и дымовых газов (рис. 1). В кольцевом зазоре проходит поток воздуха, в центральном канале – дымовые газы. Снаружи располагается тепловая изоляция, т. е. система теплоизолированная и потери в окружающую среду не учитываются.

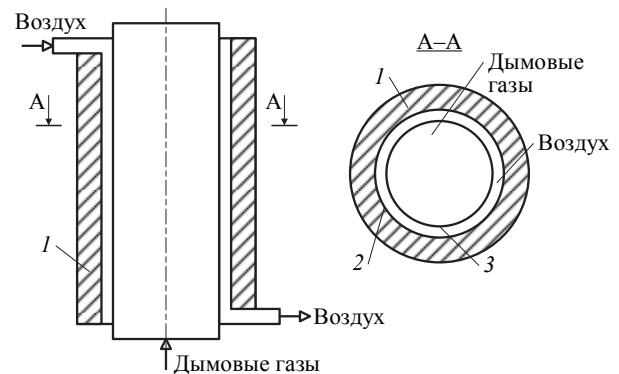


Рис. 1. Схема базового воздухоподогревателя:

1 – тепловая изоляция; 2 – стальной кожух;  
3 – поверхность теплообмена

На рис. 2 показано поперечное сечение базового воздухоподогревателя (схема *a*) и анализируемые альтернативные схемы *б–з*. Особенностью предлагаемых альтернативных схем воздухоподогревателей *б–г* и *е–ж* является наличие трех потоков теплоносителей. В данных устройствах дымовые газы проходят через кольцевой или центральный канал с пучком труб, а потоки воздуха омывают две поверхности теплообмена. Аппараты на схемах *д–з* дополнительно снабжены ребрами.

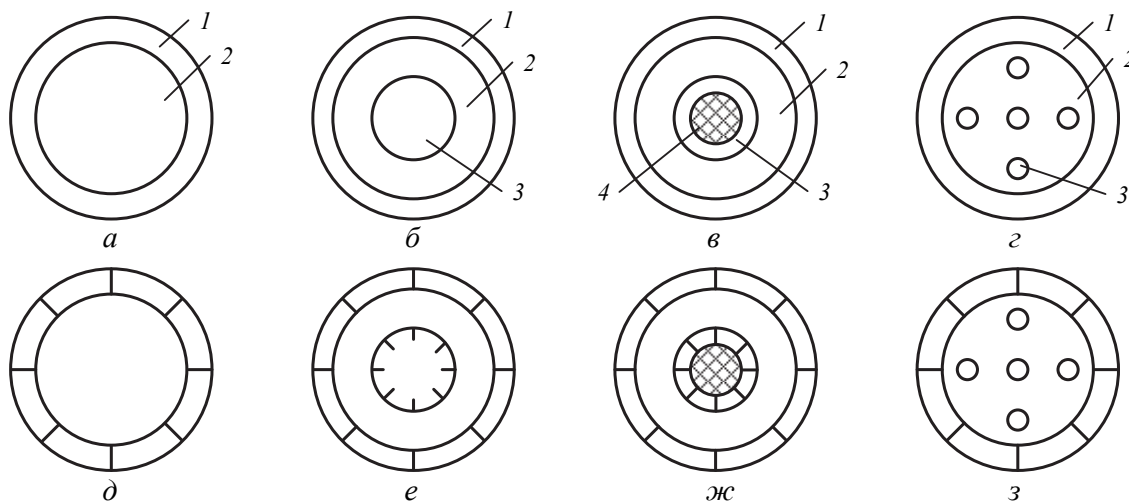


Рис. 2. Схемы конструкций воздухоподогревателей с гладкими (*a–г*) и оребренными (*д–ж*) каналами:  
1, 3 – каналы для воздуха; 2 – уходящие продукты сгорания; 4 – вытеснитель

Базовым утилизатором является модуль с постоянной длиной и внутренним диаметром стального кожуха, в который поступают уходящие продукты сгорания природного газа при заданной температуре и массовом расходе. Массовый расход воздуха также является исходным параметром. Поверхность теплообмена выполняется из жаропрочной стали. Расчетная температура окружающей среды принята для теплового периода года.

При разработке метода расчета воздухоподогревателя за основу взята наиболее общая схема, когда горячие дымовые газы омывают не менее двух поверхностей, оребренных со стороны воздуха (см. рис. 2, е–з). Каналы для прохода воздуха связаны общими раздающими и сборными коллекторами. Схема течения дымовых газов и воздуха – противоток.

Перенос тепла от дымовых газов к воздуху описывается следующими уравнениями теплового баланса и теплопередачи:

$$Q = G_v c_{pv} (T_{v2} - T_{v1}); \quad (1)$$

$$Q = G_r c_{pr} (T_{r1} - T_{r2}); \quad (2)$$

$$Q = k \Delta \bar{T} F, \quad (3)$$

где  $Q$  – тепловой поток;  $G$  – массовый расход;  $c_p$  – удельная массовая теплоемкость;  $T$  – температура;  $k$  – коэффициент теплопередачи;  $\Delta T$  – среднелогарифмический температурный напор;  $F$  – поверхность теплообмена, контактирующая с дымовыми газами. Индексы:  $v$  – воздух;  $r$  – дымовые газы; 1 – на входе; 2 – на выходе.

В данной методике расчета коэффициент теплопередачи для трехпоточной составной поверхности теплообмена принимается как среднее значение с учетом общей теплопередающей поверхности теплообмена:

$$k = \frac{k_o F_o + k_i F_i}{F}, \quad (4)$$

где  $k$  – коэффициент теплопередачи. Индексы:  $o$  и  $i$  – параметры относятся соответственно к поверхности теплообмена внешнего кольцевого канала и внутреннего кольцевого канала или пучка труб.

Общая поверхность теплообмена

$$F = F_o + F_i. \quad (5)$$

Коэффициенты теплопередачи для внешней и внутренней поверхности, отнесенные к стороне дымовых газов:

$$k_o = \left( \frac{1}{\alpha_r} + \frac{1}{\alpha'_{vo}} + R_o \right); \quad (6)$$

$$k_i = \left( \frac{1}{\alpha_r} + \frac{1}{\alpha'_{vi}} + R_i \right), \quad (7)$$

где  $\alpha_r$  – коэффициент теплоотдачи со стороны дымовых газов;  $\alpha'_{vo}$  и  $\alpha'_{vi}$  – приведенные коэффициенты теплоотдачи со стороны воздуха, в том числе учитывающие наличие ребер и их тепловую эффективность;  $R_o$  и  $R_i$  – термические сопротивления внешней и внутренней поверхностей теплообмена с учетом возможного загрязнения со стороны дымовых газов.

При расчете коэффициентов теплопередачи  $k_o$  и  $k_i$  по зависимостям (6)–(7) коэффициенты теплоотдачи и термические сопротивления приводятся к поверхности, омываемой дымовыми газами.

Коэффициент теплоотдачи дымовых газов при сложном конвективно-радиационном теплообмене

$$\alpha_r = \alpha_{rk} + \alpha_{rl}, \quad (8)$$

где  $\alpha_{rk}$  и  $\alpha_{rl}$  – конвективная и лучистая составляющие теплообмена.

Конвективные коэффициенты теплоотдачи со стороны дымовых газов и воздуха рассчитываются по идентичным зависимостям для совпадающих геометрических конфигураций. При течении в трубах и продольном обтекании пучка труб коэффициенты теплоотдачи при турбулентном и ламинарном течении потоков рассчитываются по зависимостям работы [3]. При переходном режиме – по зависимости работы [4].

При турбулентном течении коэффициенты теплоотдачи на внутренней поверхности кольцевого канала с внешней теплоизолированной стенкой и на внешней поверхности кольцевого канала с внутренней теплоизолированной стенкой определяются по зависимостям работы [5]. Теплообмен на обеих стенках кольцевого канала при равенстве их температур рассчитывается по зависимости работы [6].

Принимаем, что воздух является диатермической средой, а дымовые газы – полупрозрачной. В качестве топлива используется природный газ. В процессе горения природного газа в среде окислителя воздуха образуются дымовые газы, в состав которых входят молекулы  $N_2$ ,  $CO_2$  и  $H_2O$ . Трехатомные молекулы водяного пара и углекислого газа являются поглощающими и излучающими, что учитывается при расчете лучистого теплообмена.

Лучистая составляющая теплоотдачи дымовых газов определяется через результирующую плотность теплового потока [7–9]:

$$q_l = \varepsilon'_c \sigma_o (\varepsilon_r \bar{T}_r^4 - A_r T_c^4), \quad (9)$$

где  $\varepsilon'_c$  – эффективная степень черноты стенки;  $\sigma_0$  – постоянная Стефана-Больцмана;  $\varepsilon_r$  и  $A_r$  – соответственно эффективная степень черноты и поглощательная способность дымовых газов;  $\bar{T}_r$  и  $T_c$  – средние температуры газа и стенки.

Степень черноты компонентов излучающего газа  $\text{CO}_2$  и  $\text{H}_2\text{O}$  зависит от их температуры, парциального давления  $p$  и эффективной длины луча  $l_{\text{эф}}$  в газовом объеме. Для инженерных расчетов построены диаграммы в виде зависимости  $\varepsilon_{ri} = f(pl_{\text{эф}}, T_r)$ , которые приведены в работах [7, 9, 10].

Эффективная степень черноты продуктов сгорания  $\text{CO}_2$  и  $\text{H}_2\text{O}$  равна

$$\varepsilon_r = \varepsilon_{\text{CO}_2} + \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}, \quad (10)$$

где  $\varepsilon_{\text{CO}_2}$  – степень черноты углекислого газа;  $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}$  – степень черноты водяного пара.

Интегральная поглощательная способность продуктов сгорания связана со степенью черноты следующим образом:

$$A_{\text{CO}_2} = \varepsilon_{\text{CO}_2} \left( \frac{\bar{T}_r}{T_c} \right)^{0,65}; \quad (11)$$

$$A_{\text{H}_2\text{O}} = \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} \left( \frac{\bar{T}_r}{T_c} \right)^{0,45}; \quad (12)$$

$$A_r = A_{\text{CO}_2} + A_{\text{H}_2\text{O}}. \quad (13)$$

Условный коэффициент теплоотдачи излучением, входящий в зависимость (8), составляет

$$\alpha_{r\text{гл}} = \frac{q_{\text{л}}}{\bar{T}_r - T_c}. \quad (14)$$

Для определения температуры стенки тепловой поток воздухоподогревателя со стороны дымовых газов дополнительно к уравнениям (1–3) можно представить в виде

$$Q = (\alpha_{r\text{гл}} + \alpha_{r\text{к}}) (\bar{T}_r - T_c) F. \quad (15)$$

Распределение воздуха по каналам наружной и внутренней поверхности теплообмена определяется уравнениями

$$G_{\text{в}} = G_{\text{во}} + G_{\text{ви}}; \quad (16)$$

$$\Delta p_{\text{во}} = \Delta p_{\text{ви}} \quad (17)$$

или

$$\xi_{\text{во}} \frac{\rho_{\text{во}} w_{\text{во}}^2}{2} = \xi_{\text{ви}} \frac{\rho_{\text{ви}} w_{\text{ви}}^2}{2}. \quad (18)$$

Коэффициенты сопротивления трения в каналах и продольном обтекании пучка труб рассчитываются по зависимостям работ [5, 11].

Замкнутая система уравнений (1)–(18) решается методом вложенных итераций. При проверочном расчете в качестве переменных используются температура стенки, тепловой поток и потеря давления по воздуху  $\Delta p_{\text{в}}$ . При проектном расчете тепловой поток задается, а искомой является поверхность теплообмена. Наилучшая сходимость в широком диапазоне изменений параметров получается при сочетании итеративного метода Вегстейна и метода «золотого сечения».

При проектировании воздухоохладителя важно выбрать оптимальное соотношение между конструктивными и режимными параметрами в соответствии с накладываемыми ограничениями. В связи с этим, используя имеющуюся разработку такой проблемы [12], дополнительно вводим функцию цели и осуществляем поиск ее минимума:

$$F = \min f(d_{ej}, h_j, t_j), \quad (19)$$

где  $d_{ej}$  – эквивалентные диаметры каналов для прохода воздуха и дымовых газов;  $h_j$  и  $t_j$  – высота и шаг ребер каналов со стороны воздуха.

Поиск минимума функции цели проводится при явных ограничениях на конструктивные параметры (диаметр, высота и шаг ребер) и неявных ограничениях на потери давления.

При эксплуатации промышленной печи требуется получить наибольшую экономию энергоресурсов, что соответствует максимальному тепловому потоку или минимальной температуре дымовых газов на выходе воздухоподогревателя. В нашем случае в качестве показателя оптимальности взята температура дымовых газов  $T_{r2}$ .

Решение системы уравнений (1)–(19) позволяет находить оптимальные проходные сечения и параметры оребрения воздухоподогревателя при заданных ограничениях. Поиск минимума функции цели проводился методом сеток с переменным шагом.

С помощью разработанной математической модели был проведен вычислительный эксперимент для отыскания оптимальной конструкции и параметров утилизатора тепла дымовых газов. Рассматривалось восемь вариантов воздухоподогревателей (см. рис. 2). При привязке к заданной конструкции теплоиспользующей установки считается, что диаметр и длина обечайки для прохода дымовых газов остаются постоянными. В нашем случае они соответственно равны 0,9 и 2,1 м. На вход в утилизатор поступают уходящие продукты сгорания природного газа, содержащие азот, углекислый газ и водяные пары. Парциальное давление компонентов дымовых газов для среднего химического состава равно 0,13; 0,11 и 0,76 соответственно для

CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O и N<sub>2</sub> [13]. Массовый расход продуктов сгорания составляет 0,86 кг/с при температуре 1000°C и атмосферном давлении. Массовый расход воздуха равен 1 кг/с.

Физические свойства воздуха и дымовых газов брались для средней температуры потоков по данным работы [13].

Результаты вычислительного эксперимента приведены в табл. 1. В качестве эквивалентного диаметра для кольцевых каналов принимается удвоенная ширина зазора, а для труб – внутренний диаметр. Высота ребра в кольцевом канале равна ширине щели между концентрическими окружностями.

Во всех случаях утилизаторы тепла с оребренными поверхностями теплообмена со стороны воздуха имеют лучшие показатели по сравнению с однотипными гладкими. Это объясняется тем, что интенсивность радиационно-конвективного теплообмена со стороны дымовых газов выше, чем конвективного со стороны воздуха.

Большой эффект от оребрения достигается при жестких ограничениях на потери давления, когда площадь сечения для прохода воздуха увеличивается, а его скорость падает. Исключением являются схемы *б* и *е* (см. рис. 2). В этом случае сечение для прохода воздуха получается настолько значительным, что параметры утили-

затора не зависят от ограничений на потери давления. Такие схемы имеют самую низкую тепловую эффективность. Даже увеличение поверхности теплообмена по сравнению с прототипом *а* и *д* не приводит к повышению теплового потока утилизаторов *б* и *е*. Это связано с тем, что уменьшается эффективная длина луча в излучающей газе и доля составляющей теплообмена излучением падает.

Наилучшие показатели имеют утилизаторы *г* и *з* (см. рис. 2) с пучком труб внутри пространства дымовых газов. Эти аппараты на 65% превосходят прототип по тепловой эффективности. Следующими по своей эффективности являются схемы *в* и *ж*, которые превосходят прототип приблизительно на 20%. Наконец, как отмечалось выше, схемы *б* и *е* считаются неудачными и имеют показатели ниже, чем у прототипа.

Как видно из табл. 2, температура уходящих газов на выходе воздухоподогревателя остается достаточно высокой. При расчете оптимальных параметров аппаратов *з* с более низкой температурой уходящих дымовых газов получено, что изменяется только шаг оребрения труб.

Полученный результат позволяет унифицировать утилизаторы для работы при различных входных режимных параметрах, выбрав усредненный шаг оребрения труб.

Таблица 1

Оптимальные параметры воздухоподогревателей дымовых газов

Номер схемы аппарата	$Q/Q_a$	$d_{er}$ , мм	$d_{eo}$ , мм	$d_{ei}$ , мм	$h_o$ , мм	$t_o$ , мм	$h_i$ , мм	$t_i$ , мм
<i>а</i>	1,00	900	18,8	–	–	–	–	–
<i>б</i>	0,70	700**	25,0	190	–	–	–	–
<i>в</i>	1,18	300*	10,0*	20*	–	–	–	–
<i>г</i>	1,64	300	10,0*	18**	–	–	–	–
<i>д</i>	1,03	900	18,8	–	9,4	20	–	–
<i>е</i>	1,00	300*	10,0*	590	5,0**	20**	20**	5
<i>ж</i>	1,23	300*	10,0*	20*	5,0*	20*	10*	20*
<i>з</i>	1,72	300	10,0*	18**	5,0	20*	3	3

\*Параметр находится на нижней границе области допустимых значений.

\*\*Параметр находится на верхней границе области допустимых значений.

Таблица 2

Параметры многоступенчатого утилизатора теплоты дымовых газов

Номер ступени	$T_{r1}$ , °C	$T_{r2}$ , °C	$T_{в2}$ , °C	$Q$ , кВт	$Q_l/Q_k$
1	1000	736	308	293	3,26
2	736	589	176	156	1,88
3	589	491	121	100	1,35
4	491	420	93	72	1,05
5	420	365	76	54	0,85
6	365	321	64	43	0,73
7	321	285	56	35	0,63
8	285	254	50	29	0,56
9	254	229	46	25	0,50

Применение унифицированных воздухоохладителей позволит использовать их в виде составного конструктивного элемента труб. Рассмотрим, насколько эффективно применение многоступенчатого утилизатора. Из табл. 2 и рис. 3 видно, что тепловой поток каждой ступени и температура подогретого воздуха уменьшаются по мере снижения температуры дымовых газов, что закономерно, так как становятся меньше лучистый тепловой поток  $Q_{\text{л}}$  и температурный напор между воздухом и уходящими газами.

Весь спектр температур подогретого воздуха может найти применение. Например, в области низких температур воздух можно использовать для отопления, в области средних температур – для сушки, в области высоких – для сжигания в топке. В зависимости от технологических нужд более эффективно подогретый воздух можно использовать, смешивая его при различных температурах. Наконец, более горячий воздух можно получить, пропуская его последовательно через несколько ступеней.

**Заключение.** Разработан метод расчета трехпоточного утилизатора тепла дымовых газов (воздухоподогревателя) промышленных печей с механизмом лучисто-конвективного переноса в полупрозрачных газах, с конвективным теплообменом в воздухе и оптимизацией параметров при явных и неявных ограничениях.

Из рассмотренных воздухоподогревателей наилучшие показатели имеет конструкция, в которой воздух движется в оребренном кольцевом канале и в трубах, а дымовые газы – в межтрубном пространстве (см. рис. 2, з). По сравнению с прототипом тепловая эффективность данного утилизатора, выше на 65%.

### Список литературы

1. Тебеньков Б. П. Рекуператоры для промышленных печей. М.: Металлургия, 1975. 296 с.
2. Казьмина О. В. Технологический режим стекловарения в промышленных печах [Электронный ресурс]. URL: <http://moodle32.lms.tpu.ru/mod/book/tool/print/index.php?id=856> (дата обращения: 31.01.2021).
3. Кириллов П. Л., Юрьев Ю. С., Бобков В. П. Справочник по теплогидравлическим расчетам (Ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы). М.: Энергоатомиздат, 1990. 360 с.
4. Керн Д., Краус А. Развитие поверхности теплообмена. М.: Энергия, 1977. 464 с.
5. Кутателадзе С. С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление. М.: Энергоатомиздат, 1990. 367 с.
6. Справочник по теплообменникам. В 2 т. Т. 1. М.: Энергоатомиздат, 1987. 560 с.
7. Блох А. Г., Журавлев Ю. А., Рыжков Л. Н. Теплообмен излучением: Справочник. М.: Энергоатомиздат, 1991. 432 с.
8. Тепловой расчет котлов. Нормативный метод. СПб.: Центр. котлотурбин. ин-т, 1998. 260 с.
9. Зигель Р., Хауэлл Дж. Теплообмен излучением / пер. с англ. М.: Мир, 1975. 936 с.
10. Теория тепломассообмена / С. И. Исаев [и др.]; под ред. А. И. Леонтьева. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2018. 462 с.
11. Петухов Б. С., Генин Л. Г., Ковалев С. А. Теплообмен в ядерных энергетических установках. М.: Энергоатомиздат, 1986. 472 с.

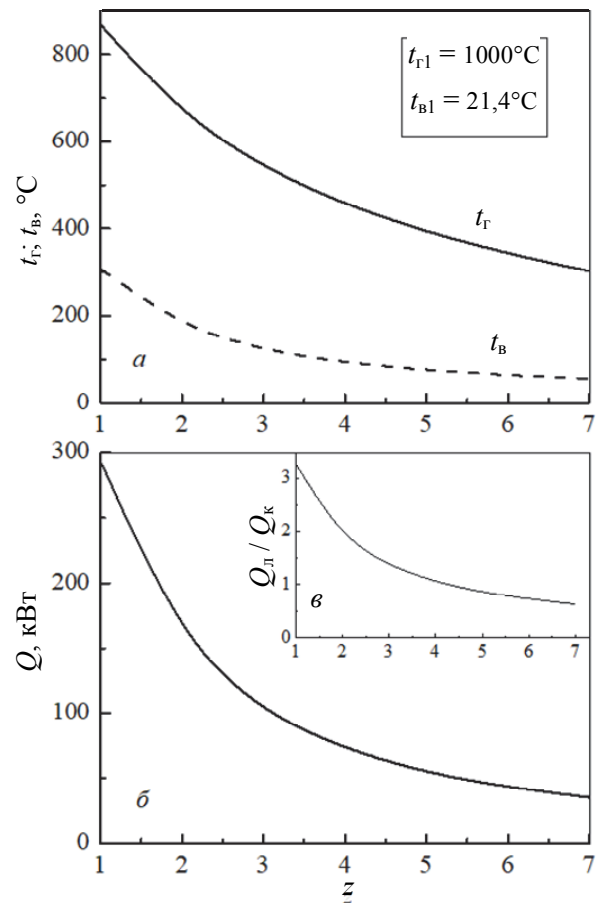


Рис. 3. Изменение средней температуры дымовых газов и воздуха (а), теплового потока (б) и доли лучистой и конвективной составляющей (в) от числа ступеней  $z$

Для более эффективного использования тепла уходящих газов необходимо применять несколько ступеней утилизатора с последовательным прохождением через них дымовых газов.

12. Володин В. И., Михалеви́ч А. А. Оптимизация теплообменников воздушного охлаждения // Теплоэнергетика. 1994. № 8. С. 43–47.

13. Бажан П. И., Кавенец Г. Е., Селиверстов В. М. Справочник по теплообменным аппаратам. М.: Машиностроение, 1989. 367 с.

### References

1. Teben'kov V. P. *Rekuperatory dlya promyshlennykh pechey* [Recuperators for industrial furnaces]. Moscow, Metallurgiya Publ., 1975. 296 p.

2. Kaz'mina O. V. *Tekhnologicheskiiy rezhim steklovareniya v promyshlennykh pechakh* [Technological mode of glass melting in industrial furnaces]. Available at: <http://moodle32.lms.tpu.ru/mod/book/tool/print/index.php?id=856> (accessed 31.01.2021).

3. Kirillov P. L., Yur'yev Yu. S., Bobkov V. P. *Spravochnik po teplogidravlicheskim raschetam (Yadernyye reaktory, teploobmenniki, parogeneratory)* [Handbook on thermal-hydraulic calculations (Nuclear reactors, heat exchangers, steam generators)]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1990. 360 p.

4. Kern D., Kraus A. *Razvityye poverkhnosti teploobmena* [Extended surface heat transfer]. Moscow, Energiya Publ., 1977. 464 p.

5. Kutateladze S. S. *Teploperedacha i gidrodinamicheskoye soprotivleniye* [Heat transfer and hydrodynamic resistance]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1990. 367 p.

6. *Spravochnik po teploobmennikam. V 2 tomakh. Tom 1* [Handbook for heat exchangers. In 2 vol. Vol. 1]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1987. 560 p.

7. Blokh A. G., Zhuravlev Yu. A., Ryzhkov L. N. *Teploobmen izlucheniym. Spravochnik* [Heat exchange by radiation. Handbook]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1991. 432 p.

8. *Teplovoy raschet kotlov. Normativnyy metod* [Thermal calculation of boilers. The normative method]. Saint Petersburg, Tsentral'nyy kotloturbinnyy institut Publ., 1998. 260 p.

9. Siegel R., Howell J. *Thermal radiation heat transfer*. New York, McGraw-Hill Book Company, 1972. 987 p. (Russ. ed.: Zigel R., Khaueil Dzh. *Teploobmen izlucheniym*. Moscow, Mir Publ., 1975. 936 p.).

10. Isayev S. I., Kozhinov I. A., Kofanov V. I., Leontyev A. I., Mironov B. M., Nikitin V. M., Petrazhitskiy G. B., Khvostov V. I., Chukayev A. G., Shishov E. V., Shkola V. V. *Teoriya teplomassoobmena* [Theory of heat and mass transfer]. Moscow, N. E. Bauman MGTU, 2018. 462 p.

11. Petukhov B. S., Genin L. G., Kovalev S. A. *Teploobmen v yadernykh energeticheskikh ustanovkakh* [Heat exchange in nuclear power plants]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1986. 472 p.

12. Volodin V. I., Mikhalevich A. A. Optimization of air-cooled heat exchangers. *Teploenergetika* [Thermal Power], 1994, no. 8, pp. 43–47 (In Russian).

13. Bazhan P. I., Kavenets G. E., Seliverstov V. M. *Spravochnik po teploobmennym apparatam* [Handbook of heat exchangers]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1989. 367 p.

### Информация об авторе

**Володин Виктор Иванович** – доктор технических наук, профессор кафедры энергосбережения, гидравлики и теплотехники. Белорусский государственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Республика Беларусь). E-mail: volvic@mail.ru

### Information about the author

**Volodin Viktor Ivanovich** – DSc (Engineering), Professor, the Department of Energysaving, Hydraulics and Heat Engineering. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: volvic@mail.ru

Поступила 23.04.2021