

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ  
ФЕДЕРАЦИИ  
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЁВА»  
(Самарский университет)

**Системы преобразования вторичных энергоресурсов**

Рекомендовано редакционно-издательским советом федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева» в качестве методических указаний....

С А М А Р А  
Издательство Самарского университета  
2017

УДК 621.1.016

Составители: Корнеев С.С.

Рецензент: д.т.н., доцент Иголкин А.А.

**Системы преобразования вторичных энергоресурсов:** метод.указания / сост. Корнеев С.С. – Самара: Изд-во Самарского университета, 2017. – 27 с.: ил.

Представлены методические указания для решения типовых задач, необходимых для усвоения курса «Системы преобразования вторичных энергоресурсов». Задачи пособия: изучение методов расчета различных схем выработки электрической и тепловой энергии при использовании вторичных энергоресурсов, а также при совместном использовании систем преобразования вторичных энергоресурсов и традиционных систем получения энергии, анализа энергетической эффективности узлов и агрегатов их составляющих. В пособие вошли задачи по следующим разделам: котлы-утилизаторы, тепловые насосы и насосные установки, паротурбинные силовые установки.

Пособие (Методические указания) предназначено для студентов, обучающихся по следующим направлениям подготовки бакалавра: 13.03.03 – Энергетическое машиностроение, 15.03.04 - Автоматизация технологических процессов и производств. 15.03.05 - Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, 24.03.05 – Двигатели летательных аппаратов; по специальности 24.05.02 – Проектирование авиационных двигателей и энергетических установок, по направлению подготовки магистров 24.04.05 - Двигатели летательных аппаратов, а также может быть полезно слушателям курсов, аспирантам и специалистам. Разработано на кафедре теплотехники и тепловых двигателей.

© Самарский университет, 2017

## СОДЕРЖАНИЕ

КОТЛЫ-УТИЛИЗАТОРЫ.....	4
ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОТЫ УХОДЯЩИХ ПЕЧНЫХ ГАЗОВ ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ ПАРА .....	8
ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ .....	13
И ТЕПЛОНАСОСНЫЕ УСТАНОВКИ.....	13
ПАРОТУРБИННЫЕ СИЛОВЫЕ УСТАНОВКИ.....	19
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ .....	26
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	27

## КОТЛЫ-УТИЛИЗАТОРЫ

Тепло газов, отходящих от высокотемпературных печей, а также горячих технологических газов, используется в котлах-утилизаторах. [1]

### Расчет газотрубного котла-утилизатора для использования технологических газов

*Задание.* Разработать проект котла-утилизатора для использования тепла технологических газов, уходящих от печи химического производства с температурой  $t_r$  °С. Температура газов после котла  $t'_r$  °С, количество газов  $V_r$  м<sup>3</sup>/ч при нормальных условиях, температура питательной воды  $t_{п.в}$  °С. Пар насыщенный с абсолютным давлением  $p$  ат.

Средняя температура газа

$$t_{\text{ср}} = \frac{t_r + t'_r}{2}$$

Плотность технологического газа определяется по формуле

$$\rho_t = \rho_0 \frac{273}{273 + t}$$

где  $\rho_0 = 1,26$  кг/м<sup>3</sup> - плотность дымовых газов при 0 °С,  $t$  - температура дымовых газов, °С. Определяется плотность газа при температурах на входе и выходе из котла, а также для средней температуры газа.

Массовый расход газа через котел-утилизатор

$$M = V_0 \rho_0, \text{ кг/ч}$$

Необходимая площадь поперечного сечения труб

$$F_{\text{тр}} = \frac{M}{3600 \rho_{t_{\text{ср}}} \omega_{\text{ср}}}, \text{ м}^2$$

где  $\varpi_{\text{cp}}$  - средняя скорость дымовых газов, (13...15) м/сек.

Диаметр труб, расположение и количество труб.

Число труб

$$n = \frac{4 F_{\text{тр}}}{\pi d_{\text{вн}}^2}, \text{ шт.}$$

В поперечном сечении котла-утилизатора предусматриваются паровое пространство, отверстия для циркуляции воды и люк в перегородке для чистки от накипи межтрубной части.

*Определение коэффициента теплоотдачи.* Коэффициент теплоотдачи конвекцией от дымовых газов к стенкам труб при продольном движении газов в трубах [2]:

$$\alpha = 0,023 \frac{\lambda}{d} \left( \frac{\varpi d}{\nu} \right)^{0,8} Pr^{0,4} C_t C_l$$

Здесь  $C_t$  и  $C_l$  - поправочные коэффициенты.  $C_t = 1,06$ ;  $C_l = 1,0$

Лучистый теплообмен в условиях невысокой средней температуры газа (менее 300 °C) увеличивает теплоотдачу незначительно, поэтому не учитывается.

Температурный напор

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{2,3 \lg \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}}, \text{ } ^\circ\text{C}$$

Здесь  $\Delta t_{\text{б}}$  и  $\Delta t_{\text{м}}$  - большой и малый температурные напоры.

Коэффициент теплопередачи испарительной поверхности [2]:

$$k = \frac{\alpha}{1 + \varepsilon \alpha},$$

где  $\varepsilon = 0,005$  - коэффициент загрязнения поверхности нагрева.

Тепло, переданное газами в котле:

$$Q = \frac{M}{\rho_0} c_{\text{cp}} (t_1 - t_2),$$

где  $c_{\text{cp}}$  - средняя объемная теплоемкость газов в пределах от  $t'_r$  до  $t_r$

Поверхность нагрева котла-утилизатора

$$F = \frac{Q - Q_{o.c}}{k \Delta t}$$

Потери тепла котлом-утилизатором в окружающую среду принимаем  $q_{o.c} = 1\%$ .

Длина труб

$$l = \frac{F}{\pi d_{вн} n}$$

*Определение паропроизводительности котла-утилизатора.*

Уравнение теплового баланса котла-утилизатора

$$Q = D (i'' - i') + Q_{o.c},$$

где  $i''$  - энтальпия насыщенного пара при  $p$  ат,  $i'$  - энтальпия питательной воды.

*Аэродинамический расчет.* Площадь живого сечения газовой камеры

$$F_{\text{кам}} = \frac{\pi D^2}{4},$$

где  $D$  - диаметр барабана котла-утилизатора.

Скорость во входном патрубке

$$\bar{w}_{\text{вх}} = \frac{M}{\rho_{t_r} F_{\text{вх}} 3600},$$

где  $F_{\text{вх}}$  - площадь поперечного сечения входного патрубка.

Местная потеря давления на входе в газовую камеру

$$\Delta h_{\text{вх}} = \xi \frac{\bar{w}_{\text{вх}}^2}{2g} \rho_{t_r},$$

где  $\xi = 1,5$  - коэффициент сопротивления входной камеры.

Потери давления вследствие изменения сечений при входе и выходе газа в трубную часть составляют [3]:

$$\Delta h_{\text{ИЗМ}} = (\xi_{\text{ВХ}} + \xi_{\text{ВЫХ}}) \frac{\bar{\omega}^2}{2g} \rho_{\text{т.ср}}$$

Коэффициент сопротивления выходной камеры  $\xi_{\text{ВЫХ}} = 1,5$ .

Скорость газа в выходном патрубке

$$\bar{\omega}_{\text{ВЫХ}} = \frac{M}{3600 \rho_{\text{т.ср}} F_{\text{ВЫХ}}}$$

Потеря давления на выходе из газовой камеры

$$\Delta h_{\text{ВЫХ}} = \xi \frac{\bar{\omega}_{\text{ВЫХ}}^2}{2g} \rho_{\text{т.г}}$$

Определить суммарную потерю давления как  $\sum \Delta h$ .

Общая поправка на разницу плотностей воздуха и газов [3]

$$M_p = \frac{\rho_0}{1,293}$$

Полное сопротивление газового тракта котла-утилизатора

$$\Delta H = M_p \sum \Delta h$$

## ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОТЫ УХОДЯЩИХ ПЕЧНЫХ ГАЗОВ ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ ПАРА

**Задача 1.** Определить количество теплоты, отдаваемой уходящими газами котельной завода водяному экономайзеру (утилизатору) для получения горячей воды, если температура газов на входе в экономайзер  $\vartheta = 320^\circ\text{C}$ , температура газов на выходе из экономайзера  $\vartheta' = 200^\circ\text{C}$ , коэффициент избытка воздуха за экономайзером  $\alpha_y = 1,4$ , средняя объёмная теплоёмкость газов  $c'_{г.ср} = 1,415 \text{ кДж} / (\text{кг} \cdot \text{K})$  и расчётный расход топлива одного котлоагрегата  $B_p = 0,25 \text{ кг/с}$ .

В котельной установке установлены два одинаковых котлоагрегата, работающих на донецком каменном угле марки Д состава:  $C^p = 49,3\%$ ;  $H^p = 3,6\%$ ;  $S_{л}^p = 3,0\%$ ;  $N^p = 1\%$ ;  $O^p = 8,3\%$ ;  $A^p = 21,8\%$ ;  $W^p = 13,0\%$ .

**Решение.** Теоретически необходимый объём воздуха определяем по формуле:

$$V^0 = 0,089 C^p + 0,266 H^p + 0,033 (S_{л}^p - O^p) = 0,089 \cdot 49,3 + 0,266 \cdot 3,6 + 0,033 (0,3 - 8,3) = 5,17 \text{ м}^3 / \text{кг}$$

Теоретический объём газов находим по формуле:

$$\begin{aligned} V_r^0 &= 0,0187 (C^p + 0,375 S_k^p) + 0,79 V^0 + 0,8 N^p / 100 + 0,0124 (9 H^p + W^p) + 0,0161 V^0 = \\ &= 0,0187 (49,3 + 0,375 \cdot 0,3) + 0,79 \cdot 5,17 + 0,8 \frac{1,0}{100} + 0,0124 (9 \cdot 3,6 + 13) + 0,0161 \cdot 5,17 = \\ &= 5,67 \text{ м}^3 / \text{кг} \end{aligned}$$

Расход уходящих газов перед экономайзером определяем по формуле:

$$V_r = n B_p \left[ V_r^0 + (\alpha_y - 1) V^0 \right] \frac{\vartheta + 273}{273} = 2 \cdot 0,25 [5,67 + (1,4 - 1) \cdot 5,17] \frac{320 + 273}{273} = 8,4 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Расход уходящих газов за экономайзером находим по формуле:

$$V_{\Gamma} = nB_p [V_{\Gamma}^0 + (\alpha_y - 1)V^0] \frac{\vartheta' + 273}{273} = 2 \cdot 0,25 [5,67 + (1,4 - 1) \cdot 5,17] \frac{200 + 273}{273} = 6,7 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Средний расход уходящих газов при их охлаждении в экономайзере от  $\vartheta$  до  $\vartheta'$

$$V_{\Gamma.ср} = \frac{V_{\Gamma} + V_{\Gamma}'}{2} = \frac{8,4 + 6,7}{2} = 7,55 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Количество теплоты, отдаваемой уходящими котельными газами водяному экономайзеру, определяем по формуле:

$$Q_T = V_{\Gamma.ср} c'_{\Gamma.ср} (\vartheta - \vartheta') = 7,55 \cdot 1,415 (320 - 200) = 1282 \text{ кДж} / \text{с}.$$

**Задача 2.** Определить количество выработанной теплоты в виде пара в котле-утилизаторе за счёт теплоты уходящих газов трёх печей, если температура газов на выходе из печей экономайзера  $\vartheta = 350 \text{ }^\circ\text{C}$ , температура газов на выходе из котла-утилизатора  $\vartheta' = 200 \text{ }^\circ\text{C}$ , коэффициент избытка воздуха за экономайзером  $\alpha_y = 1,3$ , расчётный расход топлива трёх печей  $V_p = 0,05 \text{ м}^3/\text{с}$ , коэффициент, учитывающий несоответствие режима и числа часов работы котла-утилизатора и печей  $\beta = 1,0$  и коэффициент потерь теплоты котла-утилизатора в окружающую среду  $\zeta = 0,1$ . Печи работают на природном газе состава:  $\text{Cp} = 0,2 \%$ ;  $\text{CH}_4 = 98,2 \%$ ;  $\text{C}_2\text{H}_6 = 0,4 \%$ ;  $\text{C}_3\text{H}_8 = 0,1 \%$ ;  $\text{C}_4\text{H}_{10} = 0,1 \%$ ;  $\text{N}_2 = 1,0 \%$ .

**Решение.** Теоретически необходимый объём воздуха определяем по формуле:

$$V^0 = 0,0478 \left[ 0,5(\text{CO} + \text{H}_2) + 1,5\text{H}_2\text{S} + 2\text{CH}_4 + \sum \left( m + \frac{n}{4} \right) C_m H_n - \text{O}_2 \right] =$$

$$= 0,0478 (2 \cdot 98,2 + 3,5 \cdot 0,4 + 5 \cdot 0,1 + 6,5 \cdot 0,1) = 9,51 \text{ м}^3 / \text{м}^3$$

Объём трёхатомных газов находим по формуле:

$$V_{RO_2} = 0,01 (CO_2 + CO + H_2S + \sum m C_m H_n) = 0,01 (0,2 + 98,2 + 2 \cdot 0,4 + 3 \cdot 0,1 + 4 \cdot 0,1) = 1,0 \text{ м}^3 / \text{м}^3$$

Теоретический объём азота определяем по формуле:

$$V_{N_2}^0 = 0,79 V^0 + N_2 / 100 = 0,79 \cdot 9,51 + 1 / 100 = 7,52 \text{ м}^3 / \text{м}^3.$$

Теоретический объём водяных паров находим по формуле:

$$V_{H_2O}^0 = 0,01 \left( H_2S + H_2 + \sum \frac{n}{2} C_m H_n + 0,124 d_{\Gamma} \right) + 0,0161 V^0 =$$

$$= 0,01 (2 \cdot 98,2 + 3 \cdot 0,4 + 4 \cdot 0,1 + 5 \cdot 0,1) + 0,0161 \cdot 9,51 = 2,13 \text{ м}^3 / \text{м}^3$$

Энтальпию газов на выходе из печей определяем по формуле:

$$I_{\Gamma} = I_{\Gamma}^0 + (\alpha_y - 1) I_B^0 = V_{RO_2} (c_{\mathcal{G}})_{CO_2} + V_{N_2}^0 (c_{\mathcal{G}})_{N_2} + V_{HO_2}^0 (c_{\mathcal{G}})_{HO_2} + (\alpha_y - 1) V^0 (c_{\mathcal{G}})_B =$$

$$= 1 \cdot 1461 + 7,52 \cdot 946 + 2,13 \cdot 1147 + (1,3 - 1) \cdot 9,51 \cdot 979 = 13811 \text{ кДж} / \text{м}^3$$

Значения  $(c_{\mathcal{G}})_{CO_2}$ ,  $(c_{\mathcal{G}})_{N_2}$ ,  $(c_{\mathcal{G}})_{HO_2}$ ,  $(c_{\mathcal{G}})_B$  взяты из табл. 1

(Приложение).

Газов на выходе из котла-утилизатора находим по формуле:

$$I'_{\Gamma} = I_{\Gamma}^0 + (\alpha_y - 1) I_B^0 = V_{RO_2} (c_{\mathcal{G}'})_{CO_2} + V_{N_2}^0 (c_{\mathcal{G}'})_{N_2} + V_{HO_2}^0 (c_{\mathcal{G}'})_{HO_2} + (\alpha_y - 1) V^0 (c_{\mathcal{G}'})_B =$$

$$= 1 \cdot 357 + 7,52 \cdot 260 + 2,13 \cdot 304 + (1,3 - 1) \cdot 9,51 \cdot 266 = 5489 \text{ кДж} / \text{м}^3$$

Значения  $(c_{\mathcal{G}'})_{CO_2}$ ,  $(c_{\mathcal{G}'})_{N_2}$ ,  $(c_{\mathcal{G}'})_{HO_2}$ ,  $(c_{\mathcal{G}'})_B$  взяты из табл. 1

(Приложение).

Количество выработанной теплоты в виде пара в котле-утилизаторе за счёт теплоты уходящих газов определяем по формуле:

$$Q_T = B_p (I_{\Gamma} - I'_{\Gamma}) \beta (1 - \zeta) = 0,05 (13811 - 5489) \cdot 1 \cdot (1 - 0,1) = 375 \text{ кДж} / \text{с}.$$

**Задача 3.** Определить экономию условного топлива при использовании выработанной теплоты в виде пара в котле-утилизаторе за счет теплоты уходящих газов двух печей, если температура газов на выходе из печей  $\vartheta = 700 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , температура газов на выходе из котла-утилизатора  $\vartheta' = 200 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , коэффициент избытка

воздуха за котлом-утилизатором  $\alpha_y = 1,35$ , расчётный расход топлива двух печей  $V_p = 0,036 \text{ м}^3/\text{с}$ , коэффициент, учитывающий несоответствие режима и числа часов работы котла-утилизатора и печей  $\beta = 1,0$ , коэффициент потерь теплоты котла-утилизатора в окружающую среду  $\zeta = 0,12$  и КПД замещаемой котельной  $\eta_{к.у.} = 0,86$ . Печи работают на природном газе состава:  $\text{CH}_4 = 94,1 \%$ ;  $\text{C}_2\text{H}_6 = 3,1 \%$ ;  $\text{C}_3\text{H}_8 = 0,6 \%$ ;  $\text{C}_4\text{H}_{10} = 0,2 \%$ ;  $\text{C}_5\text{H}_{12} = 0,8 \%$ ;  $\text{N}_2 = 1,2 \%$ .

**Решение.** Теоретически необходимый объем воздуха определяется по формуле:

$$V^0 = 0,0478 [0,5(\text{CO} + \text{H}_2) + 1,5\text{H}_2\text{S} + 2\text{CH}_4 + \sum (m + n/4)\text{C}_m\text{H}_n - \text{O}_2] = \\ = 0,0478 \cdot (2 \cdot 94,1 + 3,5 \cdot 3,1 + 5 \cdot 0,6 + 6,5 \cdot 0,2 + 8 \cdot 0,8) = 9,98 \text{ м}^3 / \text{м}^3$$

Объем трехатомных газов находим по формуле:

$$V_{\text{RO}_2} = 0,01 (\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{H}_2\text{S} + \sum m\text{C}_m\text{H}_n) = 0,01 (94,1 + 2 \cdot 3,1 + 3 \cdot 0,6 + 4 \cdot 0,2 + 5 \cdot 0,8) = 1,07 \text{ м}^3 / \text{м}^3$$

Теоретический объём азота определяем по формуле:

$$V_N^0 = 0,79 V^0 + N_2 / 100 = 0,79 \cdot 9,98 + 1,2 / 100 = 7,9 \text{ м}^3 / \text{м}^3.$$

Теоретический объём водяных паров находим по формуле:

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,01 \left( \text{H}_2\text{S} + \text{H}_2 + \sum \frac{n}{2} \text{C}_m\text{H}_n + 0,124 d_r \right) + 0,0161 V^0 = \\ = 0,01 (2 \cdot 94,1 + 3 \cdot 3,1 + 4 \cdot 0,6 + 5 \cdot 0,2 + 6 \cdot 0,8) + 0,0161 \cdot 9,98 = 2,22 \text{ м}^3 / \text{м}^3$$

Энтальпию газов на выходе из печей определяем по формуле:

$$I_r = I_r^0 + (\alpha_y - 1)I_B^0 = V_{\text{RO}_2} (c_g)_{\text{CO}_2} + V_N^0 (c_g)_{\text{N}_2} + V_{\text{HO}_2}^0 (c_g)_{\text{HO}_2} + (\alpha_y - 1)V^0 (c_g)_B = \\ = 1,07 \cdot 1461 + 7,9 \cdot 946 + 2,22 \cdot 1147 + (1,35 - 1) \cdot 9,98 \cdot 979 = 15017 \text{ кДж} / \text{м}^3$$

Значения  $(c_g)_{\text{CO}_2}$ ,  $(c_g)_{\text{N}_2}$ ,  $(c_g)_{\text{HO}_2}$ ,  $(c_g)_B$  взяты из табл. 1

(Приложение).

Значения  $(c_g')_{\text{CO}_2}$ ,  $(c_g')_{\text{N}_2}$ ,  $(c_g')_{\text{HO}_2}$ ,  $(c_g')_B$  взяты из табл. 1

(Приложение).

Энтальпию газов на выходе из печей определяем по формуле:

$$I_G = I_G^0 + (\alpha_Y - 1)I_B^0 = V_{RO_2} (c_{\mathcal{G}})_{CO_2} + V_{N_2}^0 (c_{\mathcal{G}})_{N_2} + V_{HO_2}^0 (c_{\mathcal{G}})_{HO_2} + (\alpha_Y - 1)V^0 (c_{\mathcal{G}})_B =$$

$$= 1,07 \cdot 357 + 7,9 \cdot 260 + 2,22 \cdot 304 + (1,35 - 1) \cdot 9,98 \cdot 266 = 6130 \text{ кДж} / \text{м}^3$$

Количество выработанной теплоты в виде пара в котле-утилизаторе за счёт теплоты уходящих газов определяем по формуле:

$$Q_T = B_P (I_G - I'_G) \beta (1 - \zeta) = 0,036 (15017 - 6130) \cdot 1 \cdot (1 - 0,12) = 282 \text{ кДж} / \text{с}.$$

Экономию условного топлива при использовании выработанной теплоты в виде пара в котле-утилизаторе за счет теплоты уходящих газов находим по формуле:

$$B_{\text{эк}} = \frac{Q_T}{29300 \eta_{к.у}} = \frac{282}{29300 \cdot 0,86} = 0,011 \text{ кг} / \text{с} = 39,6 \text{ кг} / \text{ч}$$

## ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ И ТЕПЛОНАСОСНЫЕ УСТАНОВКИ

Тепловые насосы преобразуют низкопотенциальную теплоту (наружного или удаляемого из зданий воздуха; уходящих из технологических установок газов; грунта или солнечной энергии; сбросной, оборотной, грунтовой, геотермальной воды) в теплоту более высокого потенциала, пригодную для использования потребителем [4].

*Тепловой насос* - устройство, предназначенное для получения теплоты на основе обратного термодинамического цикла.

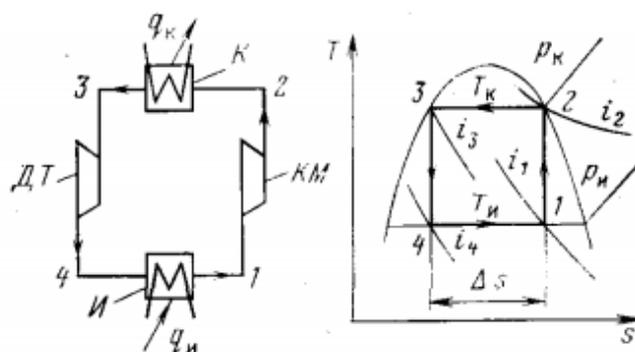


Рисунок 1 - Принципиальная схема идеального теплового насоса и его цикл в  $T, s$  - диаграмме:

КМ - компрессор, К - конденсатор, ДТ - детандер, И - испаритель

Удельный (на единицу массы рабочего тела) тепловой поток в конденсаторе

$$q_k = T_k \Delta s$$

представляет собой сумму удельного теплового потока в испарителе

$$q_n = T_n \Delta s$$

и затраченной в цикле удельной работы

$$l = l_{\text{сж}} - l_{\text{рас}} = (T_{\text{к}} - T_{\text{н}}) \Delta s$$

т. е.  $q_{\text{к}} = q_{\text{н}} + l$  - уравнение энергетического баланса теплового насоса.

Энергетическая эффективность теплового насоса оценивается коэффициентом преобразования

$$\varphi = q_{\text{к}} / l,$$
$$\varphi_{\text{ид}} = T_{\text{к}} / (T_{\text{к}} - T_{\text{н}}).$$

При постоянной температуре  $T$  ( $T > T_{0.c.}$ ) тепловой поток  $q$ , его эксергия  $e_q$  и анергия  $a_q$  связаны следующими соотношениями:

$$q = e_q + a_q,$$
$$e_q = q \tau_e,$$
$$a_q = q (1 - \tau_e).$$

Здесь величина  $\tau_e = (T - T_{0.c.}) / T$  - эксергетическая температурная функция.

Эксергетический КПД теплового насоса при подводе теплоты из окружающей среды, когда эксергия теплового потока в испарителе равна нулю, определяется по формуле:

$$\eta_e = e_{q \text{ к}} / l = q_{\text{к}} \tau_e / l = \varphi \tau_e,$$

где  $e_{q \text{ к}}$  - отводимая удельная эксергия теплового потока в конденсаторе.

Основными элементами теплового насоса являются компрессор, конденсатор, испаритель и дроссель (регулирующий вентиль), связанные между собой системой трубопроводов для циркуляции рабочего тела. Совокупность теплового насоса и вспомогательного оборудования, такого как гидравлические машины, трубопроводы для подвода и отвода теплоносителей, системы

энергопитания, контроля и регулирования, представляет собой *теплонасосную установку (ТНУ)*.

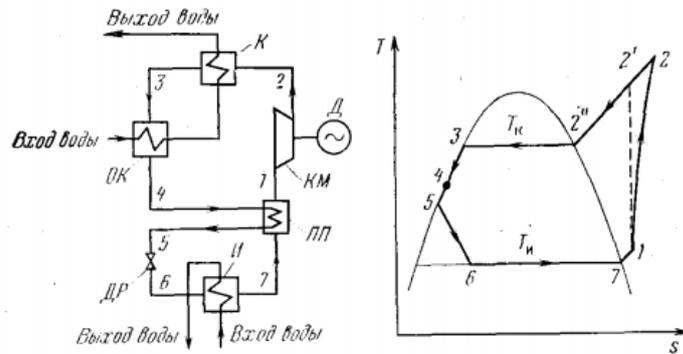


Рисунок 2 - Принципиальная схема ТНУ и его цикл в  $T, s$  - диаграмме:  
 Д - двигатель, ОК - охладитель конденсата рабочего тела, ДР - дроссель,  
 ПП - перегреватель пара рабочего тела

Для повышения эффективности цикла иногда осуществляется *внутренний, регенеративный, теплообмен* между потоком жидкого рабочего тела перед дросселем и потоком пара перед компрессором. Тепловой поток, подводимый в испарителе, увеличивается на разность энтальпий в пароперегревателе:

$$q_{пп} = i_4 - i_5 = i_1 - i_7$$

и становится равным  $q_{и} = i_7 - i_6$ .

Полезный тепловой поток, отводимый от ТНУ, складывается из теплового потока в конденсаторе

$$q_{к} = i_2 + i_3$$

и теплового потока в охладителе конденсата

$$q_{о.к} = i_3 - i_4.$$

Внутренняя удельная работа компрессора

$$l_{в} = i_2 - i_1 = (i_{2'} - i_1) / \eta_i$$

Удельная работа электропривода компрессора

$$l = l_{в} / \eta_{эм} = (i_{2'} - i_1) / (\eta_i \eta_{эм}),$$

где  $\eta_i$  - внутренний (адиабатный) КПД компрессора;  $\eta_{эм}$  - электромеханический КПД компрессора.

Коэффициент преобразования определяется соотношением

$$\varphi = (q_k + q_{o.k}) / l,$$

$$\varphi = Q / N,$$

где  $Q$  - тепловой поток, отводимый от ТНУ, кВт;  $N$  - электрическая мощность привода компрессора ТНУ, кВт.

Массовый расход циркулирующего рабочего тела (т/ч)

$$G_{p.t} = 3,6Q / (q_k + q_{o.k})$$

Анализ эффективности отдельных процессов и ТНУ в целом производится эксергетическим методом, для чего определяются составляющие эксергетического баланса согласно уравнению

$$l + e_{q\ и} = e_{q\ к} + e_{q\ o.k} + \Sigma d_e$$

Эксергия теплового потока в испарителе

$$e_{q\ и} = q_{и} \tau_{ex},$$

где  $\tau_{ex}$  - эксергетическая температурная функция состояния “холодного” источника теплоты и окружающей среды.

Анергия теплового потока в испарителе определяется по формуле:

$$a_{q\ и} = q_{и} (1 - \tau_{ex}).$$

Отводимая от ТНУ эксергия может быть вычислена как для суммарного теплового потока в конденсаторе и охладителе конденсата по формуле:

$$e_{отв} = (q_k + q_{o.k}) \tau_{ex},$$

так и для каждого потока отдельно:

$$e_{q\ к} = q_k \tau_{ex};$$

$$e_{q\ o.k} = q_{o.k} \tau_{ex};$$

$$e_{\text{отв}} = e_{q_k} + e_{q_{\text{о.к}}}.$$

Эксергетическая температурная функция состояния “горячего” источника теплоты и окружающей среды:

$$\tau_{eT} = (q_k \tau_{eT_k} + q_{\text{о.к}} \tau_{eT_{\text{о.к}}}) / (q_k + q_{\text{о.к}}).$$

При переменных значениях температуры используется формула:

$$\tau_e = (T_{\text{ср}} - T_{\text{о.с}}) / T_{\text{ср}},$$

где  $T_{\text{ср}} = \Delta i / \Delta s$  - среднетермодинамическая температура теплоносителя при его нагреве или охлаждении.

Отводимая от ТНУ анергия также может быть вычислена следующим способом:

$$a_{q_k} = q_k (1 - \tau_{eT_k});$$

$$a_{q_{\text{о.к}}} = q_{\text{о.к}} (1 - \tau_{eT_{\text{о.к}}}).$$

Потери эксергии слагаются из внешних и внутренних потерь в различных процессах.

Внешние потери эксергии в приводе компрессора:

$$d_{eд} = l (1 - \eta_{\text{эм}}) = l_{\text{в}} (1 - \eta_{\text{эм}}) / \eta_{\text{эм}}.$$

Внутренние потери эксергии в компрессоре и дросселе:

$$d_{e_{\text{км}}} = T_{\text{о.с}} (s_2 - s_1);$$

$$d_{e_{\text{др}}} = T_{\text{о.с}} (s_6 - s_5).$$

Внешние потери эксергии в конденсаторе, охладителе конденсата и испарителе:

$$d_{e_k} = a_{q_k} - T_{\text{о.с}} (s_2 - s_1);$$

$$d_{e_{\text{о.к}}} = a_{q_{\text{о.к}}} - T_{\text{о.с}} (s_3 - s_4);$$

$$d_{e_{\text{и}}} = T_{\text{о.с}} (s_7 - s_6) - a_{q_{\text{и}}}.$$

Эксергетический КПД ТНУ:

$$\eta_{\text{эТНУ}} = \frac{(q_k + q_{\text{a.k}})\tau_{\text{e2}}}{l + q_{\text{II}}\tau_{\text{ex}}}$$

## ПАРОТУРБИННЫЕ СИЛОВЫЕ УСТАНОВКИ

**Задание 1.** Паротурбинная установка работает по циклу Ренкина с параметрами перегрева: давлением  $p_1'' = 12$  МПа и температурой  $t_1'' = 550^\circ\text{C}$ . Этот пар направляется к турбине, попутно излучая часть своей энергии в окружающую среду и теряя давление из-за сопротивления трению. В состоянии  $p_1' = 12$  МПа, пар адиабатно дросселируется до давления  $p_1 = 9$  МПа и расширяется в турбине до давления  $p_2 = 40$  гПа. Затем пар конденсируется при помощи охлаждающей воды. Относительный внутренний КПД турбины  $\eta_{0i}^T = 0,85$ ; насоса —  $\eta_{0i}^H = 0,90$ ; механический —  $\eta_m = 0,96$ ; электрогенератора —  $\eta_{\text{г}} = 0,97$ . Теплота сгорания топлива  $Q_{\text{нр}} = 30000$  кДж/кг. Коэффициент полезного действия котла  $\eta_{\text{п.к.}} = 0,92$ . Составить для этой установки баланс энергии и найти КПД установки на клеммах генератора.

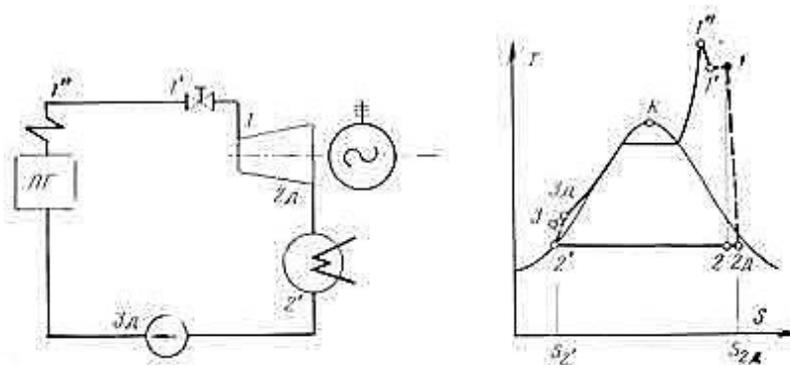


Рисунок 3 – Схема и цикл паротурбинной установки.

Решение.

Определить параметры состояния, для каждой характерной точки цикла, используя  $h$ - $s$ -диаграмму пара и таблицы воды и пара. Данные занести в таблицу.

Таблица 1 - Параметры в характерных точках

Параметры в характерных точках								
	1''	1'	1	2	2 <sub>д</sub>	3'	3	3 <sub>д</sub>
$p$ , МПа	12,0	11,0	9,0	0,003	0,003	0,003	12,0	12,0
$t$ , °С	550	540	531,2	24,1	24,1	241	24,4	24,7
$T$ , К	823	813	804	297,3	297,3	297,3	297,6	297,8
$h$ , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	3478	3463	3463	2005	2224	101	113	114
$s$ , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	6,653	6,71	6,756	6,766	7,490	0,355	0,355	0,358
$x$	–	–	–	0,779	0,869	0	–	–

Пользуясь таблицей, составить энергетический баланс, относя все его составляющие к 1 кг рабочего тела. Вычисления вести в следующей последовательности:

1) Найти теплоту, подведенную в паровом котле.

$$q_1 = h_1'' - h_{\text{п.в.}} = h_1'' - h_{3\text{д}} = 3478 - 114 = 3364 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

2) Учитывая КПД парового котла, определить теплоту, первоначально внесенную в установку.

$$q_{\text{внес}} = \frac{B Q_{\text{н}}^{\text{п}}}{D} = \frac{Q_{\text{н}}^{\text{п}}}{I} = \frac{q_1}{\eta_{\text{п.к.}}} = \frac{3364}{0,92} = 3657 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Здесь  $I = D/B$  – испарительная способность топлива, кг/кг;  $B$  – расход топлива, кг/ч;  $D$  – расход воды, кг/ч.

$$I = \frac{Q_{\text{н}}^{\text{п}} * \eta_{\text{п.к.}}}{q_1} = 8,2045 \frac{\text{кг}}{\text{кг}}$$

3) Потеря энергии при горении топлива.

$$q_{\text{пот}}^{\text{топ}} = q_{\text{внес}} - q_1 = \frac{Q_{\text{н}}^{\text{р}}(1 - \eta_{\text{п.к.}})}{И} = 293 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

4) Потеря теплоты трубопроводами на пути от парового котла до турбины.

$$q_{\text{тп}} = h_1'' - h_1 = 3478 - 3463 = 15 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

5) Теплота, отданная охлаждающей воде в конденсаторе.

$$q_2 = h_{2\text{д}} - h_2' = 2224 - 101 = 2123 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

6) Внутренняя работа турбины.

$$l_{\text{т}} = q_1 - q_{\text{тп}} - q_2 = 3364 - 15 - 2123 = 1226 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

7) Потери энергии на трение в подшипниках.

$$q_{\text{м}} = l_{\text{т}}(1 - \eta_{\text{м}}) = 1226 - (1 - 0,96) = 49 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

8) Работа на муфте электрогенератора (эффективная).

$$l_{\text{е}} = l_{\text{т}} - q_{\text{м}} = \eta_{\text{м}} l_{\text{т}} = 1177 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

9) Потеря энергии в электрогенераторе.

$$q_3 = l_{\text{е}}(1 - \eta_{\text{г}}) = 1177(1 - 0,97) = 35 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

10) Работа на клеммах электрогенератора.

$$l_3 = l_{\text{е}} - q_3 = 1142 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Баланс энергии.

$$q_{\text{внес}} = l_3 + q_{\text{пот}}^{\text{топ}} + q_{\text{тп}} + q_2 + q_{\text{м}} + q_3.$$

Кпд установки (брутто) на клеммах электрогенератора.

$$\eta_{\text{уст}}^{\text{бр}} = \frac{И l_3}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}} * 100 = \frac{8,2045 * 1142}{30000} * 100 = 31,2\%.$$

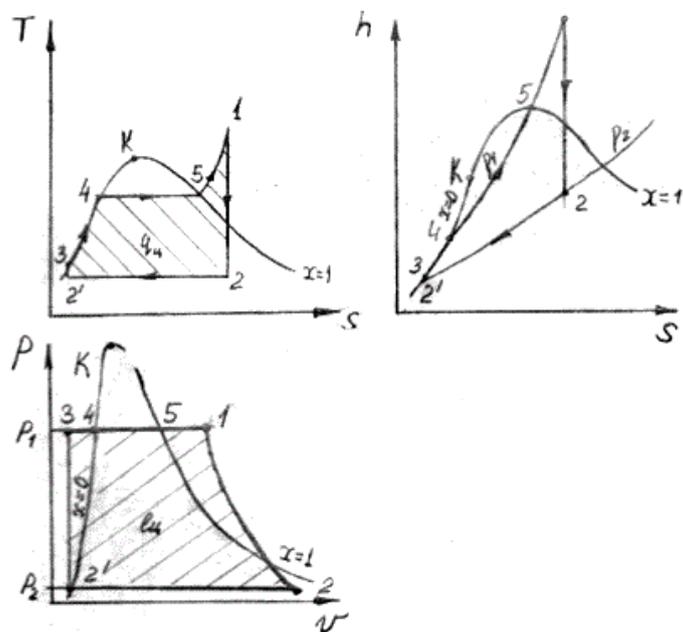


Рисунок 4 - Циклы ПТУ на  $h-s$  и  $T-s$  диаграммах:

- 1-2 – расширение пара в ступени высокого давления;
- 2-3 – расширение пара в ступени низкого давления;
- 3-4 – конденсация пара в теплообменнике;
- 5-6 – подогрев воды в смешивающем подогревателе;
- 6-7 – процесс парообразования пара в котле;
- 7-1 – перегрев пара в пароперегревателе.

**Задание 2.** Паротурбинная установка (рис. 5) работает по циклу Ренкина (рис. 6). В турбину поступает водяной пар с давлением  $p_1 = 70 \times 10^5$  Па и температурой  $t = 350$  °С. Давление пара на выходе из турбины  $p_2 = 0,7 \times 10^5$  Па. Расход пара  $M = 90$  кг/с [5].

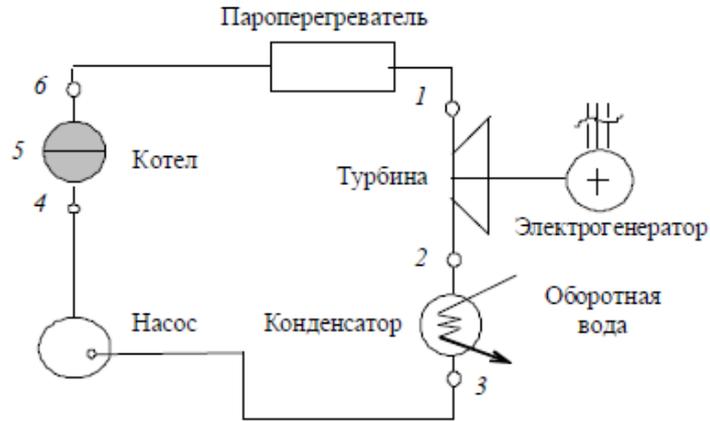


Рисунок 5 – Схема паротурбинной установки

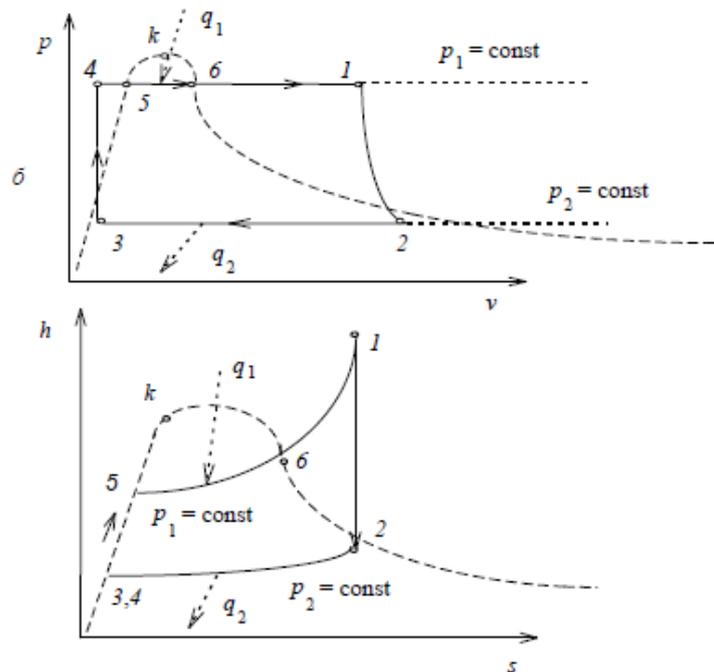


Рисунок 6 – Цикл Ренкина:

а – в координатах  $p-v$ ; б – в координатах  $h-s$

Определить параметры  $p$ ,  $v$ ,  $t$ ,  $h$ ,  $s$ ,  $x$  узловых точек цикла, количество подведенной и отведенной теплоты, работу, термический

коэффициент полезного действия и теоретическую мощность установки. Изобразить схему установки, представить цикл в координатах  $pv$  и  $hs$ . Параметры узловых точек определить с помощью диаграмм и уточнить по таблицам или расчетом, когда это требуется. Данные о параметрах свести в таблицу.

Таблица 2 - Таблица параметров точек цикла

Состояние	$p \cdot 10^5$ , Па	$v$ , м <sup>3</sup> /кг	$t$ , С	$h$ , кДж/кг	$s$ , кДж/(кг К)	$x$
1. Перегретый пар	70	0,03522	350	3010,0	6,230	-
2. Влажный пар	0,7	1,89356	89,97	2200,0	6,230	0,8 0
3. Кипящая жидкость	0,7	0,00104	89,97	376,8	1,192	0
4. Некипящая жидкость	70	0,00104	89,97	382,3	1,192	0
5. Кипящая жидкость	70	0,00135	284,48	1260,2	3,110	0
6. Сухой насыщенный пар	70	0,02795	284,48	2770,0	5,824	1

По  $hs$ -диаграмме и по таблицам определим параметры узловых точек цикла.

**Точка 1:**  $p_1 = 70 \times 10^5$  Па;  $t_1 = 350$  °С;  $v_1 = 0,03522$  м<sup>3</sup>/кг;

$h_1 = 3016,55$  кДж/кг;  $s_1 = 6,2295$  кДж/(кг × К). В точке 1 пар перегретый.

**Точка 2:**  $p_2 = 0,7 \times 10^5$  Па;  $t_2 = 89,97$  °С;  $s_2 = 6,2295$  кДж/(кг × К);

$x_2 = (s_1 - s'_2) / (s''_2 - s'_2)$ ;  $s'_2 = 1,1918$  кДж/(кг × К);

$s''_2 = 7,4790$  кДж/(кг × К);

$x_2 = (6,2295 - 1,1918) / (7,479 - 1,1918) = 0,8$ ;

$h_2 = h'_2 + rx$ ;  $h'_2 = 376,8$  кДж/кг;  $r = 2283$  кДж/кг;

$h_2 = 376,8 + 2283 \times 0,8 = 2205,483$  кДж/кг;

$v_2 = v''_2 x$ ;  $v''_2 = 2,364$  м<sup>3</sup>/кг;  $v_2 = 2,364 \times 0,8 = 1,893564$  м<sup>3</sup>/кг.

В точке 2 пар влажный со степенью сухости  $x = 0,8$ .

**Точка 3:**  $p_3 = 0,7 \times 10^5$  Па;  $t_3 = 89,97$  °С;  $v_3 = 0,0010359$  м<sup>3</sup>/кг;  
 $h_3 = 376,8$  кДж/кг;  $s_3 = 1,1918$  кДж/(кг × К). В точке 3 кипящая жидкость,  $x = 0$ .

**Точка 4:**  $p_4 = 70 \times 10^5$  Па;  $t_4 = 89,97$  °С,  $v_4 = 0,0010359$  м<sup>3</sup>/кг;  $h_4 = 382,3$  кДж/кг;

$s_4 = 1,1918$  кДж/(кг × К). В точке 4 сжатая кипящая жидкость.

**Точка 5:**  $p_5 = 70 \times 10^5$  Па;  $t_5 = 284,48$  °С;  $v_5 = 0,0013469$  м<sup>3</sup>/кг;

$h_5 = 1260,15$  кДж/кг;

$s_5 = 3,1104$  кДж/(кг × К). В точке 5 кипящая жидкость,  $x = 0$ .

**Точка 6:**  $p_6 = 70 \times 10^5$  Па;  $t_6 = 284,48$  °С;  $v_6 = 0,02795$  м<sup>3</sup>/кг;

$h_6 = 2773,34$  кДж/кг;  $s_6 = 5,8226$  кДж/(кг × К). В точке 6 сухой насыщенный пар,  $x = 1$ .

Количество подведенной теплоты

$$q_1 = h_1 - h_3; q_1 = 3016,55 - 376,8 = 2639,75 \text{ кДж/кг.}$$

Количество отведенной теплоты:

$$q_2 = h_2 - h_3; q_2 = 2205,483 - 376,8 = 1828,683 \text{ кДж/кг.}$$

Работа цикла:

$$l_{ц} = q_1 - q_2; l_{ц} = 2639,75 - 1828,683 = 811,067 \text{ кДж/кг.}$$

$$L = Ml = 90 \times 811,067 = 72\,996,03 \text{ кВт.}$$

Термический коэффициент полезного действия установки:

$$h_t = 1 - q_2/q_1; h_t = 1 - 1828,683/2639,75 = 0,31.$$

Теоретическая мощность установки:

$$N_T = M l_{ц}; N_T = 90 \times 811,067 = 72\,996,03 \text{ кДж/с} = 73 \text{ МВт.}$$

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Лебедев, П. Д. Теплоиспользующие установки промышленных предприятий / П. Д. Лебедев, А. А. Щукин. - М.: Энергия, 1970.
2. Тепловой расчет котлов (Нормативный метод). Издание 3-е переработанное и дополненное. Издательство НПО ЦКТИ, СПб, 1998.
3. Аэродинамический расчет котельных установок (нормативный метод). Под. ред. С. И. Мочана. Изд. 3-е. Л., "Энергия", 1977.
4. Янговский Е. И., Пустовалов Ю. В. Парокомпрессионные теплонасосные установки. - М.: Энегоиздат, 1982. - 144 с., ил. (Экономия топлива и электроэнергии).
5. Васьков Е. Т. Термодинамические основы тепловых насосов: учеб. пособ. для студ. спец. 270109, 270105, 190601/ СПб. гос. архит.-строит. ун-т. – СПб., 2007. – 127 с.

## ПРИЛОЖЕНИЯ

Т а б л и ц а 1. Энтальпия 1 м<sup>3</sup> газов и влажного воздуха  
(кДж/м<sup>3</sup>) и 1 кг золы (кДж/кг)

t, °C	(с t)CO <sub>2</sub>	(с t)N <sub>2</sub>	(с t)O <sub>2</sub>	(с t)H <sub>2</sub> O	(с t) <sub>в</sub>	(с t) <sub>з</sub>
1	2	3	4	5	6	7
100	169	130	132	151	132	80,8
200	357	260	267	304	266	169,1
300	559	392	407	463	403	263,7
400	772	527	552	626	542	360,0
500	996	664	699	794	684	458,5
600	1222	804	850	967	830	560,6
700	1461	946	1005	1147	979	662,9
800	1704	1093	1160	1335	1130	767,6
900	1951	1243	1319	1524	1281	874,0
1000	2202	1394	1478	1725	1436	984,0
1100	2457	1545	1637	1926	1595	1096,0
1200	2717	1695	1800	2131	1754	1206,0
1300	2976	1850	1963	2344	1913	
1400	3240	2009	2127	2558	2076	
1500	3504	2164	2294	2779	2239	
1600	3767	2323	2461	3001	2403	
1700	4035	2482	2629	3227	2566	
1800	4303	2642	2796	3458	2729	
1900	4571	2805	2968	3688	2897	
2000	4843	2964	3139	3926	3064	
2100	5115	3127	3307	4161	3232	
2200	5387	3290	3483	4399	3399	

П р и м е ч а н и е. Энтальпия влажного воздуха (с t)<sub>в</sub> приведена при влагосодержании d<sub>г</sub>=10 г/м<sup>3</sup>.